№ 4/5 Warszawa, 25 kwietnia 1931 r. Rok IX.

TECHNIKA CIEPLNA

CZASOPISMO STOWARZYSZENIA DOZORU KOTŁÓW W WARSZAWIE

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI

Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.

REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.

GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15

Prof. Dr. inż. WIESŁAW CHRZANOWSKI.

STOSOWANIE PARY O BARDZO WYSOKIEJ TEMPERATURZE PRZY ŚREDNIEM CIŚNIENIU

Konstruktor silników parowych posiada trzy środki, zapomocą których może uzyskać przez powiększenie spadku adjabatycznego cieplika zmniejszenie zużycia pary na wytworzoną jednostkę mocy, mianowicie powiększenie ciśnienia pary dolotowej, powiększenie jej temperatury i powiększenie próżni. Ponieważ wielkość ostatniej zależy od temperatury wody chłodzącej, przeto w rzeczywistości pozostaje do dyspozycji tylko zastosowanie wyższych ciśnień i temperatur.

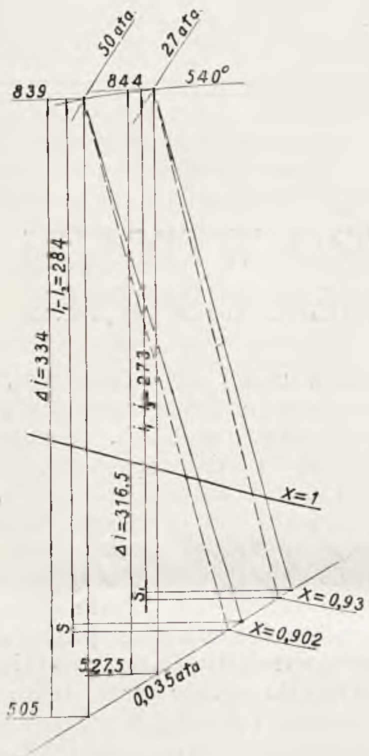
W ostatniem dziesięcioleciu wysokość ciśnienia pary dolotowej powiększyła się bardzo, bo zamiast ciśnienia przed 10 laty używanego o wysokości najwyżej 20 *atn* wykonywa się już poważne siłownie o 130 *atn*, natomiast wzrost temperatury był w tym samym okresie nieznaczny, gdyż temperatura najwyższa podniosła się z 375° C do najwyżej 480° C, które stosuje się obecnie przy ciśnieniu 120 do 130 *atn*, a przy niższych ciśnieniach (25 do 84 *atn*) temperatura waha się pomiędzy 350° a 425° C.

Przyczyny takiego rozwoju upatrywać należy w mniejszej mierze w braku odpowiedniego materjału na części silnika parowego t. j. turbiny parowej, a przedewszystkiem w trudnościach, jakich dotychczas nie udało się przezwyciężyć konstruktorowi kotłów parowych. Potrafi on bowiem zbudować instalację kotłową o dobrej sprawności dla bardzo wysokiego ciśnienia, lecz nie udało mu się dotychczas wykonać takiej instalacji dla średniego ciśnienia i bardzo wysokiej temperatury.

Duże podwyższenie ciśnienia, a nieznaczne tylko temperatury pary dolotowej posiada poważne strony ujemne dla kondensacyjnej turbiny parowej, z których wymienię: zmniejszenie sprawności turbiny z powodu małej objętości pary w części wysokoprężnej, a przedewszystkiem konieczność stosowania podwójnego przegrzewania pary, np. pomiędzy cylindrem wysoko- i niskoprężnym, aby nie otrzymać zbyt dużej wilgotności pary, skutkiem której łopatki części niskoprężnej turbiny podlegają w krótkim czasie zniszczeniu przez erozję i skutkiem której sprawność części niskoprężnej bardzo zmniejsza się. Dla kierownika siłowni podwójne przegrzewanie pary jest bardzo uciążliwe, bo komplikuje instalację i utrudnia dozór oraz obsługę jej, koszty wykonania takiego przegrzewania są duże z powodu rurociągów o wielkich średnicach, a konserwacja centrali o bardzo wysokiem ciśnieniu jest przypuszczalnie bardzo kosztowna. Pozatem instalacja parowa o bardzo wysokiem ciśnieniu może ze względu na koszty inwestycyjne rentować się tylko przy silnikach o bardzo dużej mocy, lecz i tego praktyka dotychczas jeszcze nie udowodniła.

Ponieważ liczba siłowni z silnikami o mocy średniej jest znacznie większa od tychże o mocy bardzo wielkiej, przeto należałoby zwrócić baczniejszą uwagę na zmniejszenie zużycia pary przez nie bez nadmiernego powiększania kosztów inwestycyjnych, co uzyskać można przez nieznaczne powiększenie ciśnienia, a znaczniejsze powiększenie temperatury pary dolotowej. Na tę drogę technika cieplna zaczyna dopiero wkraczać. W centrali *Delray* w *Detroit* (U. S. A.) angielska fabryka *British Thomson - Houston* ustawiła obecnie dwukadłubową turbinę parową kondensacyjną o mocy 10 000 *kW*, pracującą z ciśnieniem dolotowem 26 *atn* i z temperaturą 540° C; — para wylotowa ma posiadać 0,035 *ata*. Jak z wykresu entropijnego (rys. 1) wynika, otrzymuje się tutaj nawet przy wysokiej sprawności wewnętrznej, bo założono $\eta_i = 86{,}3\%$

i stratę wylotową $s_1 = 1,5\%$ spadku adjabatycznego,—tylko około 7% wilgotności pary wylotowej, skutkiem czego zbyteczne jest przegrzewanie podwójne, t.j. międzykadłubowe. Celem zmniejszenia strat promieniowania rurociągów, ustawiono w tej instalacji osobne przegrzewacze, opalane ropą, a przegrzewające parę dolotową do 540° C, bezpośrednio w pobliżu turbiny. Sprawność termiczna tej turbiny powinna wynosić około 33,4%. Inżynierowie projektujący



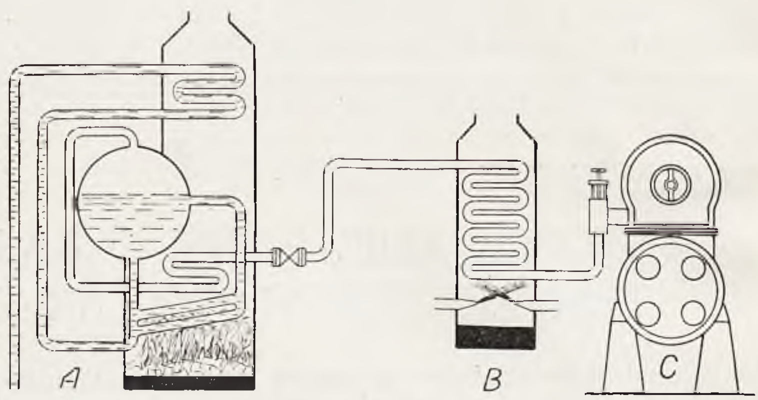
Rys. 1

wspomnianą centralę, spodziewają się, że osiągną przy zachowaniu niezawodności ruchu lepsze wyniki ekonomiczne, uwzględniając koszty inwestycyjne i koszty ruchu, niż w innych centralach amerykańskich, pracujących przy 84 *atn* i 370° do 385° C.

Na tą samą drogę wkroczyła fabryka *Asea* w *Fispong*, która zbudowała turbinę o mocy 3000 *kW* dla 15 *atn* i 525° C. W czasie badań turbina ta była zasilana parą, wytwarzaną w kotle normalnym o temperaturze 350° C, która płynęła następnie do drugiego przegrzewacza ze stali specjalnej, opalanego ropą, a stamtąd do turbiny. Urządzenie to przedstawia schematycznie rys. 2, w którym oznacza *A*—kocioł, *B*—przegrzewacz dodatkowy, C—turbinę. Przewody pomiędzy przegrzewaczem *B* i turbiną były jak najstaranniej izolowane. Wyniki pomiarów, przeprowadzone przy tej turbinie przez szwedzkie Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w styczniu 1930 r. są podane w poniżej umieszczonej tabeli[1]).

[1]) Por tabela str. 75.

W protokule z powyższych pomiarów zaznaczono, że były one przeprowadzone zapomocą przyrządów precyzyjnych, wzorcowanych przed pomiarami i po takowych, a wymienione w protokule temperatury pary dolotowej są wartościami średniemi ze wskazań termoelementów i termometrów normalnych;—obliczenia dokonano zapomocą tablicy entropijnej Mollier'a 4 wyd. Pompy kondensacyjne były napędzane silnikiem elektrycznym. Tur-



Rys. 2

bogenerator był przez pięć godzin w ruchu przed rozpoczęciem pomiarów, a po skończeniu takowych otwarto turbinę, przyczem stwierdzono, że łopatki nie uległy żadnym odkształceniom ani uszkodzeniom.

Wyniki badań powyższych, przedstawione w wykresach entropijnych (rys. 3), wykazują bardzo małą wilgotność pary wylotowej, co bezwątpienia wpływa bardzo dodatnio na sprawność turbiny i na trwałość łopatek. W wykresach entropijnych przyjąłem sprawność mechaniczną o 0,99 przy 3000 *kW*, a stosunek *A* do *B* określa sprawność wewnętrzną turbiny η_i; — ponieważ strata wylotowa jest nieduża, przeto wilgotność pary wylotowej będzie nieznacznie większa od wykazanej w wykresach.

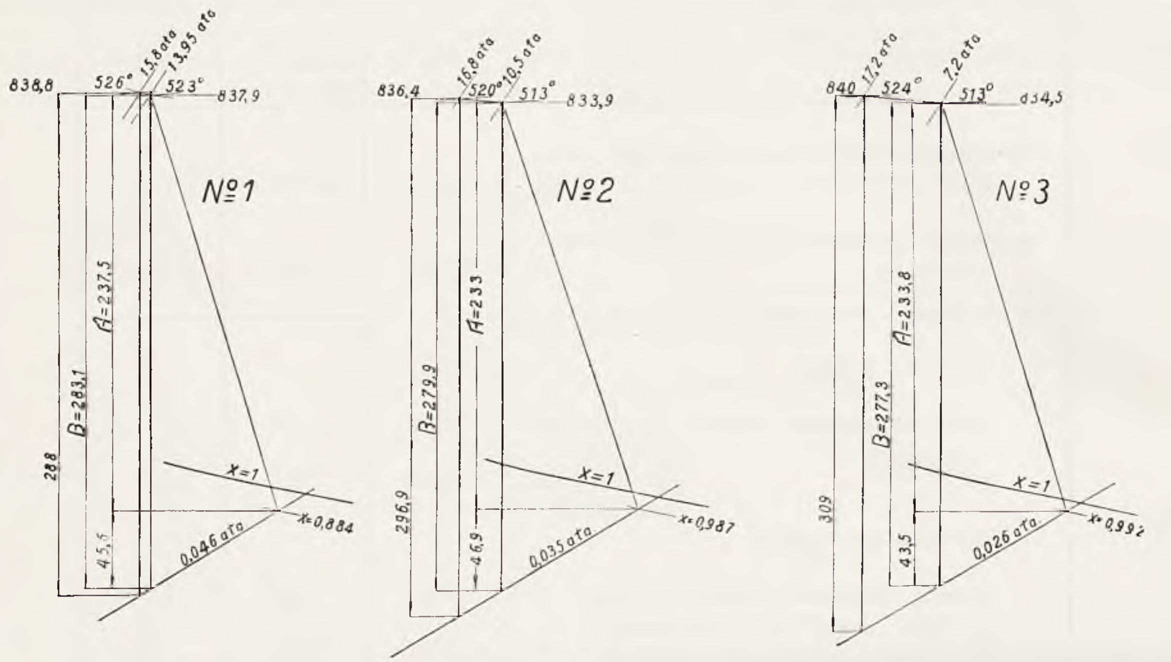
Stwierdzone bardzo małe zużycie pary przez silnik o tak niewielkiej mocy jest bardzo zachęcające dla właścicieli siłowni, dla których jednakże, oprócz niezawodności ruchu urządzenia silnikowego, ważniejsze od zużycia pary na jednostkę mocy jest zużycie paliwa. Szkoda, że badania przeprowadzone przez Szwedzkie Stowarzyszenie Dozoru Kotłów nie dotyczyły też kotła i przegrzewacza. Wówczas możnaby wyprowadzić pewne wnioski, dotyczące całości instalacji tak pod względem technicznym jak i ekonomicznym, a sprawa podwyższenia temperatury pary dolotowej jest przecież tak ważną zwłaszcza dla silników o mocy średniej, dla których stosowanie bardzo wysokich ciśnień nie rentuje się.

Obecnie panuje zapatrywanie, że ze względu na materjał przegrzewacza należy

Numer pomiaru	1	2	3
dzień „	23.1.30	23.1.30	23.I 30
początek „	16,56	18,22	19,04
czas trwania „ . . . . *sek.*	4090	2018	1942
Obciążenie turbogeneratora na zaciskach przy cos $\varphi = 1$ . . . *kW*	3414,1	2526,5	1726
sprawność generatorów elektr. przy cos $\varphi = 1$	97,1%	97%	96,5%
*) Ciśnienie pary:			
przed zaworem regulacyjnym *ata*	15,8	16,8	17,2
za „ „ *ata*	13,95	10,5	7,2
*) Temperatura pary:			
przed zaworem regulacyjnym °C	526	520	524
za „ „ °C	523	513	513
Próżnia według próżniomierza *Hg*: *ata*	0,0462	0,0349	0,0257
„ „ temperatury pary wylotowej . . . *ata*	0,0456	0,0357	0,0305
„ przyjęta dla obliczenia . *ata*	0,046	0,035	0,026
Temperatura wody chłodzącej:			
przed kondensatorem . . . . °C	1,3	1,3	1,3
za „ . . . . °C	11,85	9,3	7,95
Temperatura kondensatu przed pompą kondensacyjną . . . . . . °C	16	12,5	9,85
Całkowita ilość kondensatu . *kg/h*	12827	9712	6686
Zużycie pary na 1 *kWh* na zaciskach *kg*	3,76	3,84	3,87
*) Spadek adjabatyczny dla stanu pary przed zaworem regulacyjnym i w króćcu wylotowym . *ciepł*	288	296,9	309
*) Efekt. sprawność turbiny odnośnie do sprzęgła . . . . η_e	82%	77,8%	74,5%

*) W pomiarach odbiorczych oblicza się zwykle sprawność turbiny dla stanu pary przed zaworem głównym.

przy wysokiej temperaturze pary stosować również wysokie jej ciśnienie. Dla konstruktora turbin parowych natomiast jest rzeczą najważniejszą, aby para bez uciekania się do podwójnego (międzykadłubowego) przegrzewania nie posiadała w ostatnim wieńcu wirnika większej wilgotności od około 10%. Temu warunkowi możnaby zadość uczynić, stosując w turbinie. ustawionej w centrali *Delray*, ciśnienie wyższe, mianowicie aż do 50 *ata* zamiast 27 *ata*, jak to wynika z rys. 1. Powiększenie ciśnienia dolotowego do 50 *ata* spowodowałoby nietylko powiększenie spadku adjabatycznego, lecz także powiększenie sprawności termicznej turbiny z około 33,4% do 35%, nawet po założeniu dla wyższego ciśnienia mniejszej sprawności wewnętrznej $\eta_i = 0{,}85$. W instalacji takiej trzebaby jednak uwzględnić koszty inwestycji i konserwacji siłowni przy różnych ciśnieniach.



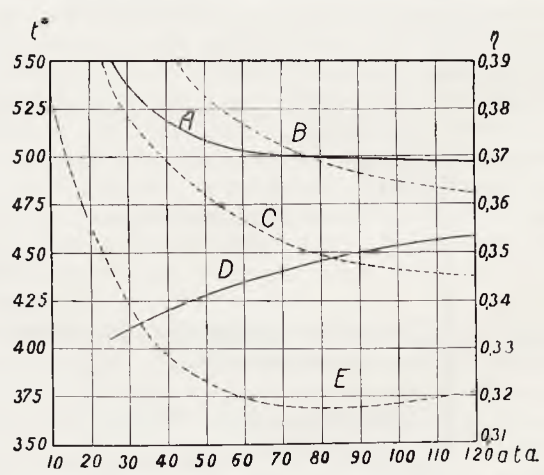
Rys. 3

W literaturze znajdujemy porównania silników pod względem ich sprawności teoretycznej i termicznych przy założeniu mniejszego spadku adjabatycznego dla niższego ciśnienia dolotowego, a większego dla wyższego, czyli przy niższem ciśnieniu przyjmuje się znacznie niższą temperaturę pary dolotowej, np. przy 20 *ata* — 320° C. Oczywiście wyniki takiego założenia doprowadzają do zupełnie mylnych wniosków, a wybór na ich podstawie ciśnienia i temperatury pary dolotowej może okazać się bardzo kosztownym dla właściciela siłowni.

Zakładając pewien stały spadek adjabatyczny przy stałej próżni, otrzymujemy dla każdego ciśnienia inną temperaturę. W rys. 4 wykreślono szereg krzywych dla próżni $p_o = 0{,}04$ *ata*, mianowicie:

krzywą *B* dla spadku adjabatycznego 327 ciepł.,
„ *C* „ „ „ 310 „
„ *E* „ „ „ 280 „

Z przebiegu krzywej *B* widzimy, że przy tak dużym spadku adjabatycznym konieczne jest stosowanie ciśnienia wysokiego powyżej 50 *ata*, a z przebiegu krzywej *C* możnaby wywnioskować, że przy spadku 310 ciepł. otrzymuje się stosunkowo nie wysoką temperaturę pary przy ciśnieniach powyżej 80 *ata*. Krzywa *E* udowadnia natomiast, iż wybór wysokiego ciśnienia pary dolotowej jest niewłaściwy przy niewielkim spadku adjabatycznym cieplika, bo wymagałby w obrębie 80 do 90 *ata* zastosowania tylko 370° C temperatury pary.



Rys. 4

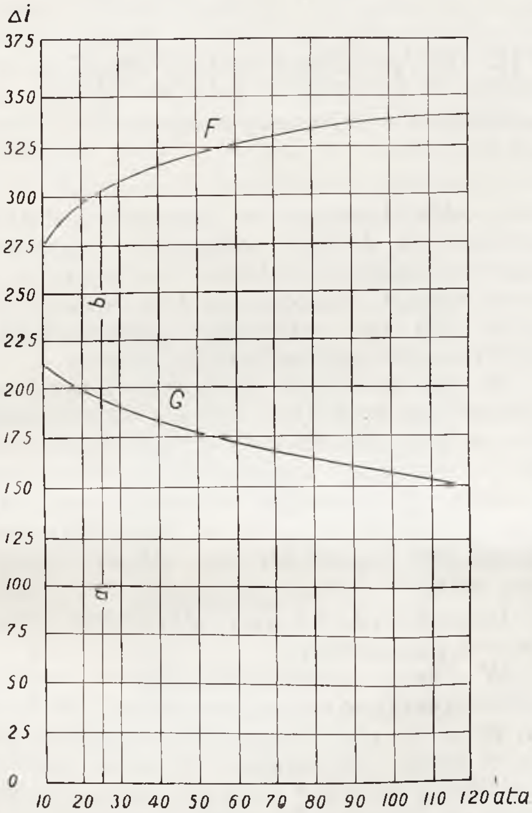
Ponieważ jednak przy wzroście ciśnienia sprawność turbiny pogarsza się z przyczyn

poprzednio podanych, przeto decydującym czynnikiem jest spadek użyteczny cieplika $i_1 - i_3 = (i_1 - i_2)\,\eta_i$, gdzie η_i oznacza sprawność wewnętrzną turbiny. Przyjmując przeciwpręż- ność

$$p_o = 0{,}04\ ata \text{ i}$$

dla	120	60	32	27 *ata*
η_i =	0,815	0,835	0,855	0,857

otrzymuje się dla $i_1 - i_3 = 270$ ciepł. krzywą *A*, z której widzimy, że dla założonego spadku użytecznego cieplika temperatura pary

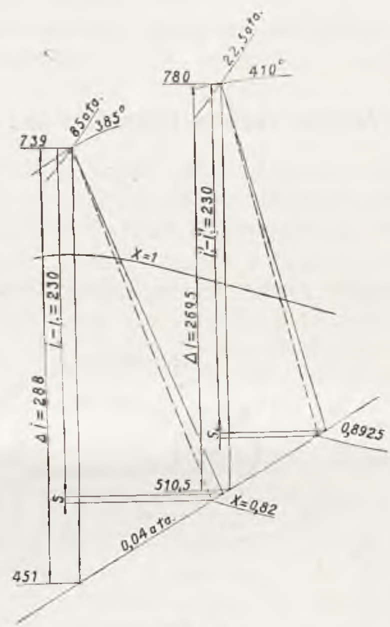


Rys. 5

dolotowej pozostaje prawie stałą dla ciśnienia pomiędzy 120 i 60 *ata*, a przy niższych ciśnieniach nie tak szybko wzrasta jak przy założeniu stałego spadku adjabatycznego. Dla spadków adjabatycznych odpowiadających krzywej *A* obliczono także sprawność termiczną, przyjmując sprawność mechaniczną $\eta_m = 0{,}99$; — z rys. 4 widzimy, że sprawność termiczna, oznaczona krzywą *D*, polepsza się ze wzrostem ciśnienia, lecz niezbyt wybitnie.

Pomimo że podwyższenie temperatury pary dolotowej przy niższych ciśnieniach jest bardzo wskazane, można na podstawie powyższych rozważań wypowiedzieć zapatrywanie, że przy wybranych przez firmę *Asea* i centralę *Delray* temperaturach pary 525° C względnie 540° C należałoby zastosować także wyższe ciśnienie od 16 *ata* względnie 27 *ata* (patrz także rys. 1).

Jak poprzednio zaznaczono, duża wilgotność pary w części niskoprężnej turbiny kondensacyjnej wpływa bardzo ujemnie na jej sprawność i trwałość jej łopatek. Plastyczny pogląd na wilgotność pary wylotowej daje rys. 5, w którym dla pary dolotowej o temperaturze 520° C z rozporządzalnego spadku adjabatycznego $(a + b)$, części *a* znajdują się w obrębie pary przegrzanej, a części *b* w obrębie pary wilgotnej. Przy uwzględnieniu sprawności turbiny części *a* zwiększają się więcej przy wyższych ciśnieniach niż przy niższych, jednakże z rys. 1 wynika, że nawet przy temperaturze pary dolotowej 540° C należałoby stosować podwójne przegrzewanie przy ciśnieniu powyżej 50 *ata*.



Rys. 6

Nawet w nowoczesnych siłowniach można zauważyć, że wybrano zbyt niską temperaturę w stosunku do ciśnienia, np. w Ameryce w wielu siłowniach zastosowano 85 *ata* i 370° C, a w r. 1930 ustawiono w Zakładach Forda turbinę o mocy 110 000 *kW* dla 85 *ata* i 385° C. Już krzywa *E* (rys. 4) wskazuje na to, że wybrano zbyt wysokie ciśnienie, a za niską temperaturę, skutkiem czego podwójne przegrzewanie jest konieczne. Przyjmując przeciwciśnienie $p_o = 0{,}04\ ata$ i sprawność wewnętrzną turbiny przy 85 *ata* i 385°C — $\eta_i = 0{,}798$, otrzymalibyśmy bez podwójnego przegrzewania wilgotność 18 % i spadek użyteczny $i_1 - i_3 = 230$ ciepł. (rys. 6); — ten sam spadek użyteczny cieplika osiągnie się, zakładając $\eta_i = 0{,}854$, przy 22,5 *ata* i 410° C, a wilgotność wyniosłaby 11%, czyli podwójne przegrzewanie nie byłoby konieczne. Pomimo że sprawność termiczna takiej 85 *ata* turbiny wyniosłaby 32,5% a 22,5 *ata* turbiny tylko 30,6%, to dla użytecznego spadku cieplika 230 ciepł. instalacja 22,5 *ata* bez podwójnego przegrze-

wania byłaby ze względu na koszty inwestycyjne i koszty konserwacji jak najprawdopodobniej korzystniejszą. Oczywiście w danym wypadku wskazane byłoby zastosowanie wyższego ciśnienia od 22,5 *ata*, lecz równocześnie znacznie wyższej temperatury od 370° C, czyli zastosowanie większego spadku adjabatycznego cieplika.

Zdaje się, że słuszne żądanie podwyższenia temperatury pary dolotowej, coraz silniej wyrażane przez konstruktorów turbin parowych, a mogące przyczynić się do znacznego zmniejszenia kosztów paliwa, przedewszystkiem w instalacjach z silnikami o mocy średniej, zmusi konstruktorów kotłów do wprowadzenia odpowiednich zmian przy projektowaniu instalacji kotłów.

Inż. WŁADYSŁAW PAC

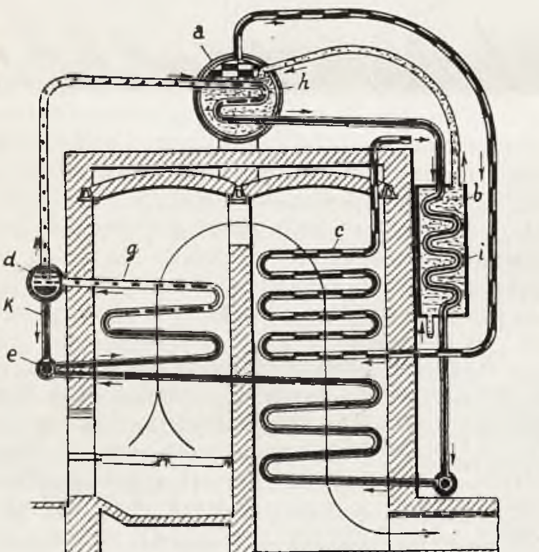
NOWOCZESNE INSTALACJE WYSOKOPRĘŻNE

Tematem niniejszego artykułu jest opis kilku zagranicznych wysokoprężnych instalacyj silnikowych, zwiedzonych w r. 1930.

Kotłownia fabryki farb w Bitterfeld pod Lipskiem.

Nowa wysokoprężna część kotłowni, mająca raczej charakter doświadczalny, składa się z 2 kotłów: jeden kocioł syst. Schmidta i drugi Bensona.

Schemat pracy kotła Schmidta przedstawia rys. 1.



Rys. 1

Jak wiadomo, myślą przewodnią konstruktora było zbudowanie kotła, który by mógł wytwarzać parę o wysokiem ciśnieniu, posiłkując się do tego zwykłą wodą świeżą, conajwyżej nieco zmiękczoną.

Bowiem dla kotłów wysokoprężnych o zwykłej budowie nawet kondensat, jako woda zasilająca nie bywa dostatecznie bezpieczny ze względu na zawarte w nim gazy i sole, oddziaływujące w stanie koncentracji szkodliwie na ścianki walczaków i opłomek. Ponadto większość zakładów nie zbiera z powrotem całego kondensatu, uzupełnianie zaś braków lub też całkowite zasilanie kotłów destylatem pociąga nadmierne koszta.

W celu usunięcia tych wad i uzyskania możności zasilania kotła zwykłą wodą Schmidt wyrzuca poza palenisko właściwy kocioł—walczak i odparowuje znajdującą się tam wodę, ogrzewając ją pośrednio ciepłem pary, wytwarzanej zapomocą spalin w specjalnym zamkniętym obiegu, do którego używa destylowanej wody.

Istnieją więc tu dwa niezależne obiegi: główny i pomocniczy.

W obiegu pomocniczym woda wstępuje przedewszystkiem do podgrzewacza *f*, znajdującego się w drugim ciągu spalinowym i po podgrzaniu płynie do dolnego zbiornika parownika *e*. Stąd szeregiem wąskich opłomek *g* podnosi się do górnego zbiornika *d*, zmieniając się stopniowo w parę pod wpływem ciepła, wytwarzanego w palenisku. W górnym zbiorniku następuje częściowe oddzielanie się wody z wilgotnej pary i woda ta spływa rurkami opadowemi *k* do dolnego zbiornika. W ten sposób powstaje jakby dodatkowy obieg, wzbudzający cyrkulację wody, a więc ułatwiający parowanie oraz dodatnio wpływający na chłodzenie węży opłomkowych.

Wytworzona w ten sposób para o prężności 150 *at* płynie rurkami z górnego zbiornika do właściwego kotła — walczaka *a*, gdzie przez rurki *h* oddaje ciepło zawartej w walczaku wodzie. Następnie para ta przepływa rurkami *i* przez podgrzewacze *b*, oddając jeszcze część ciepła wodzie, służącej do zasilania głównego obiegu, poczem skroplona już spływa do swego podgrzewacza *f*, aby tu zacząć na nowo swój obieg.

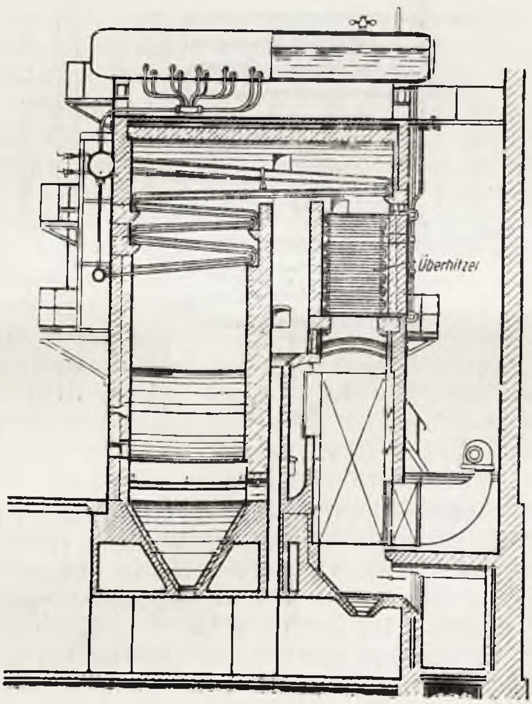
Woda, zasilająca obieg główny, przechodzi początkowo przez opisany już podgrze-

wacz *b*, gdzie podnosi swą temperaturę z 60°C do 180° C, następnie zaś przetłaczana jest do górnego walczaka *a* zapomocą pompy odśrodkowej, wytwarzającej ciśnienie 110 *at*.

Pod wpływem ciepła, pobieranego z pomocniczego obiegu, w walczaku wytwarza się para nasycona o prężności 100 *at*, która następnie płynie do przegrzewacza *c*, położonego w II ciągu spalinowym, skąd wychodzi przegrzana do 425° C.

Jak zaznaczyłem na wstępie, instalacja kotłowa wysokoprężna w Bitterfeld ma charakter jedynie próbny i nie posiada dla siebie odpowiednika w instalacji maszynowej. Turbiny są tu dawne, zbudowane na ciśnienie wlotu 18 *atn* to też przy wyjściu z przegrzewacza kotła Schmidta para musi być rozprężana do ciśnienia 20 *at* przy temperaturze 375° C.

Rysunek 2 przedstawia opisywany kocioł w przekroju.



Rys. 2

Kocioł składa się z dwuch części, pracujących równolegle, i związanych wspólnym górnym walczakiem. Każda część posiada oddzielny ruszt schodkowy z wdmuchem, firmy Fränkel Viehbach. Podawane pod ruszt powietrze jest ogrzewane uprzednio w podgrzewaczu.

Kocioł opalany jest węglem brunatnym o wartości opałowej 2300 *kCal.* Wydajność kotła 14—15 t/h pary.

Kocioł Schmidta uzbrojony jest dość bogato w nowoczesne przyrządy pomiarowe i rejestrujące, zebrane na wspólnej tablicy, zainstalowanej przez Siemensa. Kierowanie pracą kotła odbywa się zapomocą naciskania kontaktów, umieszczonych na tablicy i oddziaływujących na odpowiednie serwomotory.

Główny walczak kotła zasilany jest kondensatem.

Pomimo specjalnie sprzyjających okoliczności, w jakich odbywa się odparowywanie w tym walczaku, okazało się, że ścianki walczaka i tutaj nie są zabezpieczone przeciw szkodliwemu oddziaływaniu kondensatu, i dlatego woda zasilająca preparowana jest obecnie ługiem.

Obieg pomocniczy, jakkolwiek przedstawia cykl całkowicie zamknięty, z czasem zmiejsza swą zawartość wody i wówczas bywa uzupełniany również kondensatem, który musi być jednak odgazowany, inaczej bowiem powstawały w wężownicach korozje.

Zmiejszenie się zawartości wody w obiegu pomocniczym może powstać również wskutek jakichkolwiek nieszczelności na złączeniach. Wymaga to stałej obserwacji, która jest prowadzona przy pomocy specjalnego przyrządu, wskazującego ciśnienie i temperaturę pary w parowniku. Przyrząd ten składa się jakby z manometru i termometru, posiadających oddzielne strzałki i wspólną skalę, zwymiarowaną dla ciśnień i temperatur w ten sposób, że naprzeciwko każdego ciśnienia znajduje się liczba, odpowiadająca temperaturze pary nasyconej przy danej prężności. Jeżeli więc podczas pracy kotła obie strzałki pokrywają się wzajemnie, oznacza to, że w obiegu pomocniczym para znajduje się w stanie nasyconym, czyli że obieg pracuje normalnie. Gdy jednak nastąpi choć niewielkie zmiejszenie ilości wody w tym obiegu, para w parowniku zaczyna się przegrzewać i strzałki się rozchodzą, co jest znakiem, iż należy uruchomić pompę w celu uzupełnienia zawartości wody w pomocniczym obiegu. W dotychczasowej pracy kotła wypadków uciekania wody z tego obiegu jakoby nie zanotowano.

Wogóle potrzeba dodawania wody zachodzi dość rzadko; ostatnio kocioł pracował już trzy tygodnie bez jakiegokolwiek uzupełnienia pomocniczego obiegu.

Jeżeli chodzi o trudności, jakie musiano przezwyciężyć w pierwszym okresie pracy kotła, najwięcej dawała się we znaki ogólna bodaj bolączka kotłów wysokoprężnych — mianowicie nieszczelności osprzętu. Armatura ze zwykłej stali z początku trzyma się dobrze, po kilku jednak tygodniach części stają się porowate i do użytku niezdatne. I tu całą armaturę trzeba było wkrótce wymienić i po wykonaniu nowej z elektrostali — kłopoty z armaturą ustały.

Pomimo wysokiego położenia górnego walczaka, wskaźniki poziomu wody nie są sprowadzone na dół kotła, lecz na górze znajduje się wodowskaz, w którym dość wyraźnie zaznacza się poziom wody dzięki odbiciu

w odpowiednio ustawionem lustrze, położonem na wysokości wodowskazu.

Kocioł zaopatrzony jest w zwykłe obciążone ciężarami klapy bezpieczeństwa; tylko zwykłe zawory zastąpione są tutaj kulami.

W dążeniu do zastosowania wysokich temperatur pary, mających specjalnie korzystny wpływ na podniesienie sprawności instalacyj cieplnych, staje się niezmiernie ważną kwestja doboru bardziej odpornych materjałów.

W tym kierunku przystąpiono w Bitterfeld w ostatnim czasie do bardzo ciekawych doświadczeń praktycznych.

Jak już wspominaliśmy, przegrzewacz kotła Schmidta ma dostarczać parę o dość wysokiej temperaturze 425° C.

Ze względu na wysoką temperaturę 300°C wchodzącego do paleniska powietrza, przy opalaniu węglem brunatnym zachodziło zarzucanie szlaką dolnych rzędów wężownic parownika, co odbijało się na wzroście temperatury pary w przegrzewaczu. Gdy w tych okolicznościach temperatura tej pary doszła raz do 535° C — rurki przegrzewacza uległy przepaleniu. Wymieniono wówczas górną część przegrzewacza, przyczem na miejsce użytej dawniej zwykłej stali martenowskiej zastosowano tytułem próby kilka rodzajów metali specjalnych, które przy próbach laboratoryjnych dawały dobre wyniki. Tak więc jedne wężownice wykonano ze stali molybdenowej, inne — ze specjalnej elektrostali, zawierającej dość dużo chromu i małe ilości wanadu i aluminjum; dla innych jeszcze wężownic zastosowano specjalną uodpornioną stal Kruppa oraz miękką stal martenowską, powleczoną warstwą aluminjum w celu zapobiegania utlenianiu.

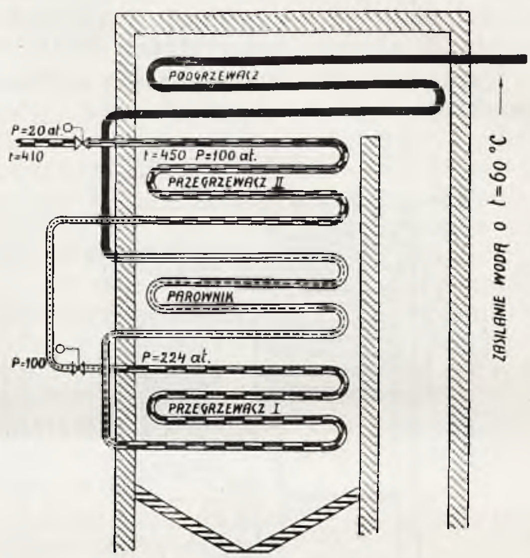
Jest to pierwszy przykład zastosowania tych gatunków stali dla normalnych warunków pracy kotła, to też jest zrozumiałe, że wyniki tych doświadczeń, dotychczas nie podane do wiadomości, oczekiwane są z dużem zainteresowaniem.

Widocznie tymczasem wyniki te nie są złe, gdyż zastaliśmy kocioł w pracy przy pełnem obciążeniu. Opinja kierownictwa fabryki o kotle Schmidta jest zupełnie dobra. Kocioł okazał się dobry i pewny w pracy i dlatego według słów kierownictwa w miarę rozwoju fabryki będą ustawiane dalsze kotły tego typu.

Jako specjalną zaletę kotła Schmidta w porównaniu np. z Bensonem wskazywano zdolność przenoszenia zmiennych obciążeń dzięki posiadaniu dostatecznego zapasu wody w górnym walczaku.

Drugą jednostką w tej instalacji jest kocioł *typu Bensona*.

Jak wiadomo, zasada pracy tego kotła różni się zupełnie od innych i polega na tem, że woda, podawana do kotła przy ciśnieniu krytycznem, przy odpowiadającej temu stanowi temperaturze zmienia się nagle w parę, nie przechodząc stanu przejściowego i nie pobierając ciepła parowania. Dzięki temu konstruktor unika zupełnie walczaków, i jego kocioł składa się jedynie z wąskich wężownic. Celem konstruktora było wyeliminowanie wad, z jakiemi jest związane zwykłe odparowywanie wody w walczaku. W zwykłych warunkach woda, zamieniając się stopniowo w parę, wydziela pęcherzyki, które, osiadając na ściance walczaka, utrudniają przewodzenie ciepła i sprzyjają przegrzewaniu blach. Następnie bańki te, przedzierając się do przestrzeni parowej przez warstwę wody, porywają ze sobą dużo wilgoci, która musi być osuszana w przegrzewaczu. Wady te ma usuwać system Bensona.



Rys. 3

Schemat konstrukcji, zastosowanej w Bitterfeld, przedstawia rys. 3. Woda o temperaturze 60° C. zostaje wtłoczona do podgrzewacza pod ciśnieniem 224 *at* zapomocą specjalnej pompy. Po osiągnięciu w podgrzewaczu 250° C. woda przechodzi do parownika, gdzie po dojściu do temperatury stanu krytycznego (375°) przechodzi nagle w stan pary.

Ponieważ jednak uzyskana tak para znajduje się w stanie chwiejnej równowagi i najmniejsze jej zdławienie spowodowałoby wydzielenie się znacznej ilości wody, idzie ona wprost do przegrzewacza, po wyjściu z którego jest dopiero dławiona do 100 *at*. Przez dławienie temperatura pary znacznie się obniża i dlatego para idzie teraz do przegrzewacza II, skąd wychodzi o temperaturze 450° C. przy temże ciśnieniu 100 *at*.

Dla dostosowania dla potrzeb istniejących turbin para po wyjściu z przegrzewacza jest dławiona do 20 *at*.

Kocioł zbudowany jest na normalną wydajność 7,5 *t/h* pary. Opalany jest węglem brunatnym na ruszcie syst. Fränkel Viehbach, pracującym z podmuchem powietrza. Kocioł

zaopatrzony jest również w podgrzewacz powietrza.

Ze względu na niewielką wydajność kotła, do zasilania zastosowano pompę tłokową jednostronnego działania, jako pewniejszą w pracy. Bowiem pompy odśrodkowe, zmuszone wytwarzać dla Bensona ciśnienie powyżej 224 *at*, szczególnie przy zasilaniu cieplejszą wodą nieraz jeszcze zawodzą w pracy, głównie wobec trudności z uszczelnieniem dławnic.

Omawiana pompa tłokowa napędzana jest silnikiem elektrycznym o mocy 88 *kW*.

Kocioł Bensona, nie posiadając właściwie żadnego zapasu wody, jest specjalnie wrażliwy na zmiany w zapotrzebowaniu pary, związane ze zmianami obciążeń. Ponieważ wywołuje to konieczność jaknajszybszego regulowania ilości wody zasilającej według ilości zapotrzebowanej pary, w tym celu Benson w Bitterfeld zaopatrzony jest w automatyczną regulację, która natychmiast zmienia liczbę obrotów silnika, napędzającego pompę zasilającą.

Ponieważ kocioł, nie posiadając ani walczaków, ani zapasu wody, nie może mieć wodowskazów, kontrolę nad zasilaniem prowadzi się według temperatur i ciśnień, panujących w kotle, a rejestrowanych zapomocą przyrządów, umieszczonych na wspólnej tablicy. Kocioł ten jest dość bogato obstawiony instrumentami mierniczemi, gdyż obserwacja pracy kotła Bensona wymaga specjalnej uwagi.

Postoje tego kotła trafiają się dość często i są głównie spowodowane nieszczelnościami na złączeniach przewodów. Złączenia te, jakkolwiek nieliczne, przyprawiają jeszcze sporo kłopotów ze względu na znaczne, a co gorsza, niejednakowe rozszerzania się poszczególnych wężownic i ich połączeń kołnierzowych pod wpływem wysokich temperatur i ciśnień.

Ponadto Benson w swej pracy trudno się dostosowuje do zmiennych obciążeń. Odczuwa się tu niekorzystnie brak walczaka, posiadającego zapas wody, akumulującej ciepło.

Centrales Électriques de Flandres.

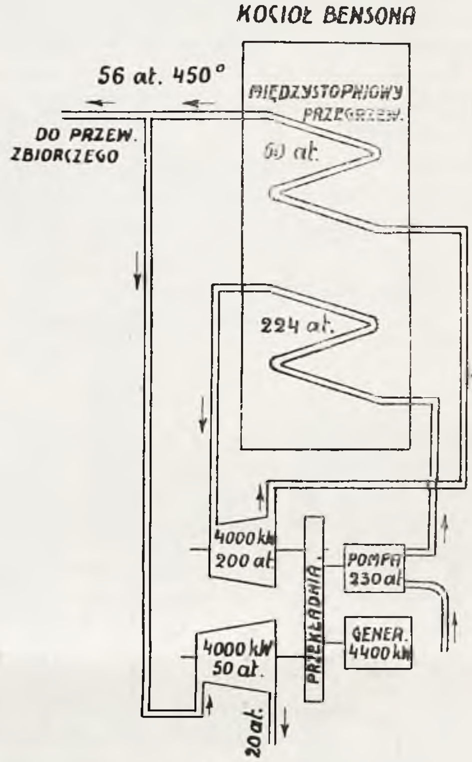
Następną instalacją wysokoprężną była belgijska elektrownia okręgowa, pod nazwą Centrales Electriques de Flandres, znajdująca się w Langerbrugge, o kilka kilometrów od Gandawy.

Elektrownia ta, znana ze swego zamiłowania do postępu, instaluje obecnie kocioł Bensona o dużej wydajności — 100 *t/h* pary.

Kocioł, jak i związana z nim instalacja, są dopiero w budowie.

Największą rewelacją nowej siłowni jest pierwsza w świecie turbina, zbudowana na ciśnienie 200 *at*. Jest to niewielka turbina o mocy 4000 *kW*. Ma ona służyć głównie do napędu pompy, zasilającej kocioł Bensona.

Praca tej instalacji ma się odbywać w następujący sposób (rys. 4). Wytworzona w kotle Bensona para o ciśnieniu 223 *at* i temperaturze 450° C. idzie do turbiny, napędzającej pompę. W turbinie tej para rozpręża się do 60 *at*, poczem wraca do kotła Bensona, gdzie w specjalnych wężownicach prze-

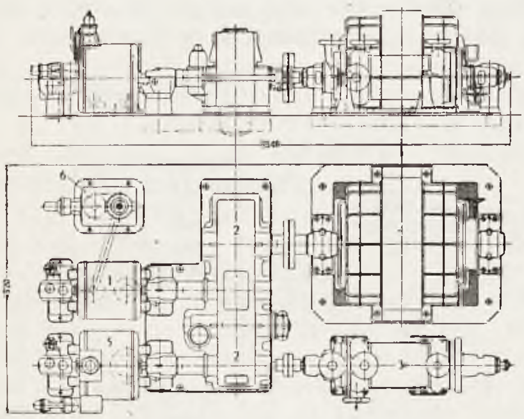


Rys. 4

grzewa się do temperatury 450° C. Stąd para płynie do wspólnego przewodu zbiorczego, zasilającego dział turbin 50-atmosferowych. Turbina 200-atmosferowa posiada 7500 *obr/min.* i połączona jest zapomocą przekładni jak z pompą, tak i z generatorem prądu. Ponadto do tej samej przekładni przyłączona jest turbina o mocy 4000 *kW*, pracująca przy ciśnieniu wlotu 56 *at* i z przeciwprężnością 20 *at*.

Przy normalnej pracy kotła turbina 200-atmosferowa napędza pompę zasilającą i nadmiar mocy oddaje na wytworzenie prądu w generatorze. Przy rozruchu zaś kotła lub w wypadkach małych obciążeń, gdy turbina nie posiada dostatecznej mocy dla napędu pompy, pracę tę wykonuje generator, który, pobierając prąd z sieci, może również pracować jako silnik. Na wypadek przerwy w dostarczaniu prądu włącza się automatycznie zapasowa turbina 56-atmosferowa, pobierając parę z głównego przewodu, zasilanego również parą ze starej kotłowni. Wychodząca z tej turbiny para o 20 *at* ciśnienia służy do zasilania turbin niskoprężnych, pracujących w starej instalacji.

Opisany zespół turbinowy, wykonany przez f-mę Brown Boveri przedstawia rys 5[1]). Liczbą 1 — oznaczona jest 200-atmosferowa turbina, 2 — przekładnia zębata, 3 — odśrodkowa pompa zasilająca, zbudowana na 300 *at*,



Rys. 5

wykonania fabr. Sulzer; 4 — generator asynchroniczny o 1500 *obr/min.*; 5 — turbina rezerwowa na 56 *at* wlotu; 6 — skrzynka zaworów turbiny 200 atmosferowej.

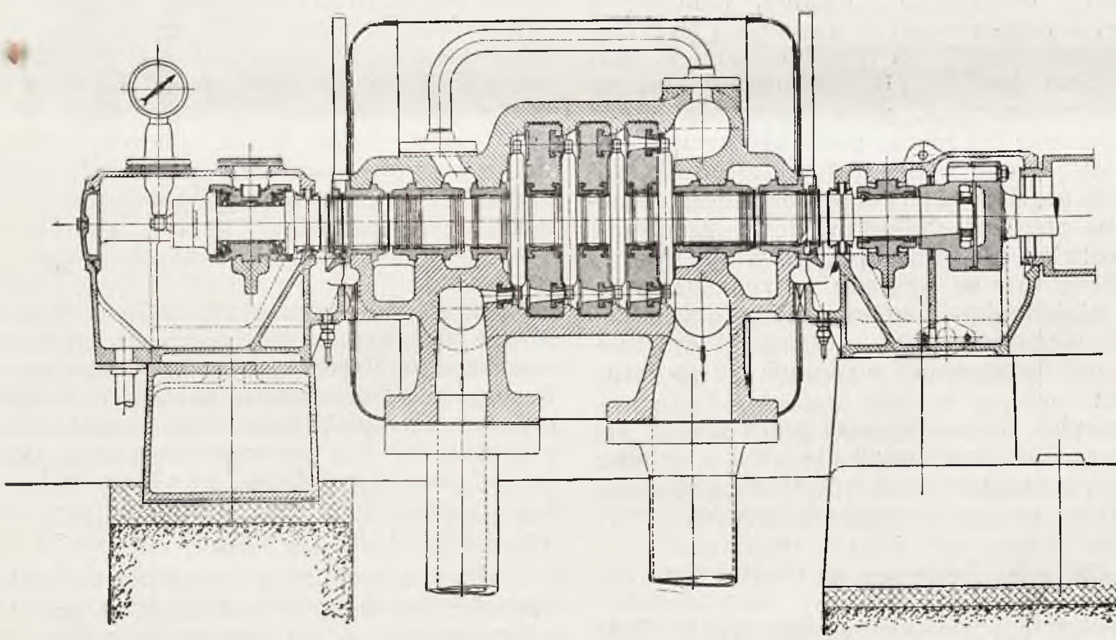
Na wyjściu z podgrzewacza kondensat ma posiadać temperaturę 170° C.

Kocioł ma być opalany pyłem koksowym i częściowo gazem, otrzymywanemi z destylacji węgla. Rozpalanie kotła ma się odbywać zapomocą gazu i mazutu.

Ciekawa też jest w Langerbrugge stara instalacja, która przeszła kilka okresów swej rozbudowy.

Centrala została ukończona w 1914 r. i miała wówczas 4000 *kW* mocy. Kotłownia składała się z 3 kotłów wodnorurkowych Babcock i Wilcox, o pow. ogrzewalnej 318 m^2 każdy, wytwarzających parę o ciśnieniu 14,5 *at* i temperaraturze 325° C. Woda zasilająca kotły była już wówczas destylowana w aparacie „Prache et Bouillon". Był to pierwszy aparat, zastosowany do fabrycznego użytku. Maszynownia składała się z 2 turbin „Oerlikon" po 2000 *kW* każda przy 3000 *obr/min.* Każda z turbin napędzała alternator, wytwarzający prąd o napięciu 12000 *V*. Tak wysokie napięcie nie było wówczas jeszcze nigdzie spotykane.

W 1920 r. instalacja została znacznie rozszerzona, przyczem nowe jednostki zbu-



Rys. 6

Przekrój turbiny 200-atmosferowej przedstawia rys. 6[1]). Turbina ta składa się z 4 wirników.

W nowej instalacji ma być ustawiony analogiczny drugi zespół przez zakłady Siemensa.

Kocioł Bensona ma być zasilany kondensatem z turbin, podgrzewanym parą, pobieraną w kilku stopniach montowanej obecnie 56-atmosferowej turbiny o mocy 25.000 *kW*.

dowano na 20 *at*. Zamierzano nawet nową instalację zbudować na 25 *at*, jednak żadna wówczas fabryka nie podjęła się budowy turbin na tak wysokie ciśnienie.

Instalacja ta pracuje dotychczas i składa się z następujących jednostek: 4 kotły Babcock i Wilcox typu morskiego, z których każdy posiada powierzchnię ogrzewalną 461 m^2, powierzchnię ogrzewalną przegrzewacza 165 m^2, powierzchnię ogrzewalną podgrzewacza 238 m^2 i powierzchnię rusztu 18,2 m^2. Ruszt mechaniczny łańcuchowy podwójny.

[1]) *BBC* — Mitteilungen, 1930.

Produkcja normalna każdego z kotłów 15 t/h pary, co daje normalne obciążenie 32,5 kg pary z 1 m^2 powierzchni ogrzewalnej.

Kotły te dostarczają parę o ciśnieniu 20 at i temperaturze 325° C.

Prócz tego istnieją 2 kotły Babcocka, wytwarzające parę o prężności 21,5 at i temperaturze 325°. Każdy z tych kotłów posiada powierzchnię ogrzewalną 719 m^2, powierzchnię ogrzewalną przegrzewacza 239 m^2 i powierzchnię ogrzewalną podgrzewacza 363 m^2. Ruszt łańcuchowy o wielkiej szerokości składa się aż z 3 niezależnych części i posiada powierzchnię 27,3 m^2. Każdy z kotłów wytwarza normalnie 23 t/h pary.

Do tej instalacji 20-atmosferowej należą 4 jednokadłubowe turbozespoły kondensacyjne budowy Brown Boveri, po 6600 kW każdy.

W roku 1925 usunięto stare 14-atmosferowe kotły i turbiny, stawiając na to miejsce bardzo postępową wysokoprężną instalację. W kotłach i turbinach zastosowano ciśnienie 56 at, stwarzając tem pierwszą w Europie wysokoprężną instalację o ciśnieniu, daleko odbiegającem od ogólnie wówczas stosowanych. Były to bowiem czasy, gdy parą wysokoprężną dopiero zaczynano się interesować.

Decydując się na tak wysokie ciśnienie, kierownictwo zakładów z większą jeszcze odwagą zastosowało bardzo wysoką temperaturę pary, bo aż 450° C.

Ponadto znalazły tu po raz pierwszy zastosowanie najnowsze pomysły, jak podgrzewanie wody zasilającej parą odlotową oraz podgrzewanie powietrza.

Instalacja ta składa się z 3 kotłów Babcock i Wilcox typu okrętowego, z których każdy posiada powierzchnię ogrzewalną 440 m^2, powierzchnię ogrzewalną przegrzewacza 119 m^2, powierzchnię ogrzewalną podgrzewacza powietrza 455 m^2, przy powierzchni rusztu 9,1 m^2. Wydajność kotła—12 t/h pary. Każdy kocioł zaopatrzony jest w ruszt mechaniczny oraz posiada zapasowy palnik do mazutu.

Powietrze podgrzewane jest do 200° C.

Przekrój jednego z tych kotłów przedstawiony jest na rys. 7. Walczak kotła nie jest kuty lub spawany, lecz jest wykonany z blachy grub. 40 m/m i znitowany.

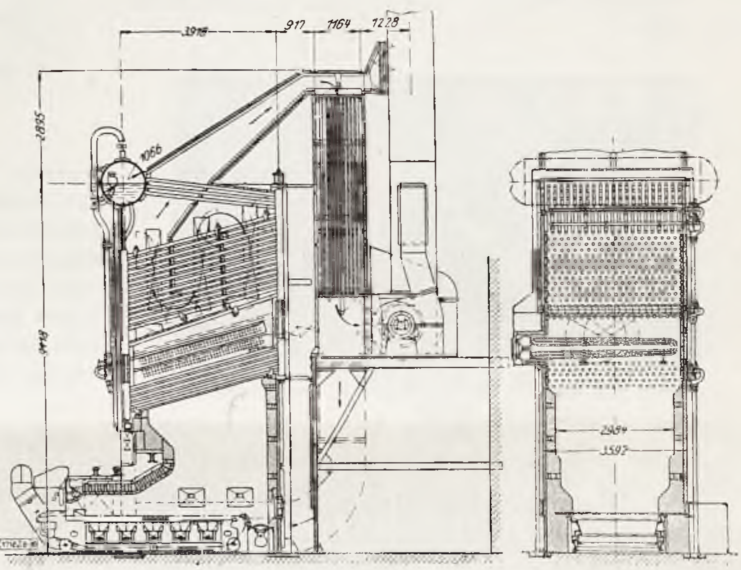
Nieco później dostawiono jeszcze 3 kotły Babcock i Wilcox po 1275 m^2 powierzchni ogrzewalnej. Każdy z kotłów posiada podgrzewacz o powierzchni ogrzewalnej 351 m^2 oraz podgrzewacz powietrza o powierzchni 2150 m^2. Wydajność jednego kotła 45—54 t/h pary. Kotły te zaopatrzone są w ruszty łańcuchowe podwójne, o podmuchu sekcyjnym. Prócz podmuchu dodawane jest nad rusztem wtórne powietrze; tył rusztu chłodzony jest zimnem powietrzem. Walczaki tych kotłów są nitowane, podobnie jak opisane poprzednio.

Wszystkie 6 kotłów wytwarzają parę o ciśnieniu 56 at i temperaturze 450° C.

W montażu jest obecnie jeszcze jeden kocioł Babcocka na takież ciśnienie i o wydajności 90 t/h pary.

Rys. 8 przedstawia ogólny widok kotłowni.

Wszystkie kotły zasilane są zapomocą automatycznie działających Copesów, które jednocześnie sygnalizują najwyższy i najniższy poziom wody. Z działania tych przyrządów kierownictwo nie jest zadowolone i na jednym z kotłów tytułem próby założono przyrząd Copesa nowej konstrukcji.



Rys. 7



Rys. 8

W kotłowni tej znajduje się również kocioł syst. „Kröpelina". Mianowicie do jednego z kotłów niskoprężnych, pracującego

na 20 *at*, został dodany kocioł systemu „Kröpelin“, wytwarzający parę o ciśnieniu 56 *at*. Właściwy kocioł zasilany jest aparatem Schiff i Stern, Kröpelin zaś zapomocą specjalnego urządzenia.

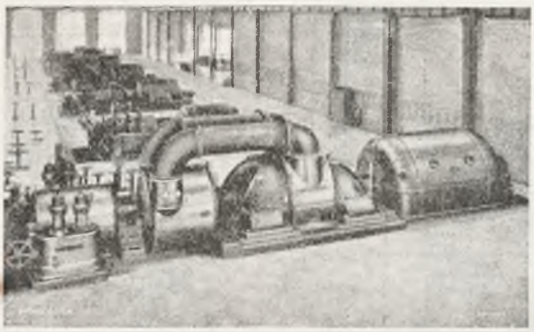
Najnowsze kotły zaopatrzone są bogato w aparaturę kontrolną, zainstalowaną przez Siemensa.

Kotły opalane są miałem węglowym, sprowadzanym z Polski tytułem próby.

Dla zasilania kotłów służy kondensat z turbin, podgrzewany parą do 170° C i uzupełniany destylatem z aparatów systemu „Prache et Bouillon“.

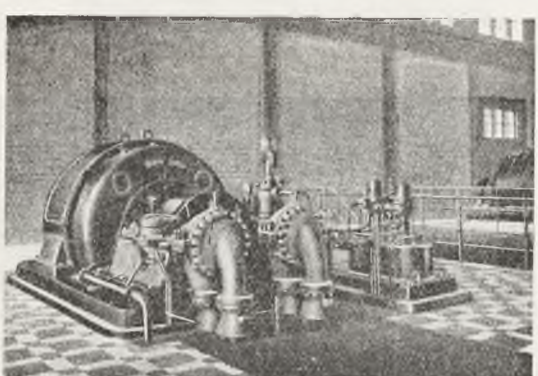
Destylatu dodaje się około 5% w stosunku do ogólnej ilości wody zasilającej.

Ogólny widok turbinowni przedstawia rys. 9[1]).



Rys. 9

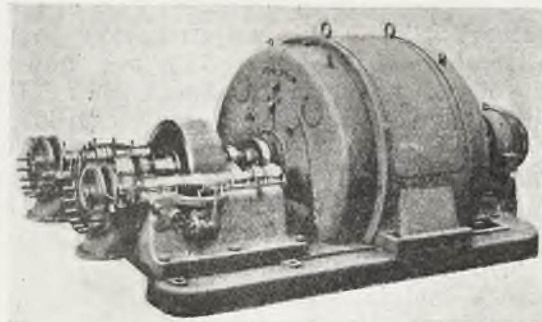
W dziale wysokoprężnym, najstarszą jest turbina o mocy 1675 *kW*, zbudowana przez fabr. Brown Boveri na ciśnienie 50 *at* i temperaturę wlotu 440° C i pracująca z przeciwciśnieniem 21 *at*. Wykonuje ona 8000 *obr/min*.



Rys. 10

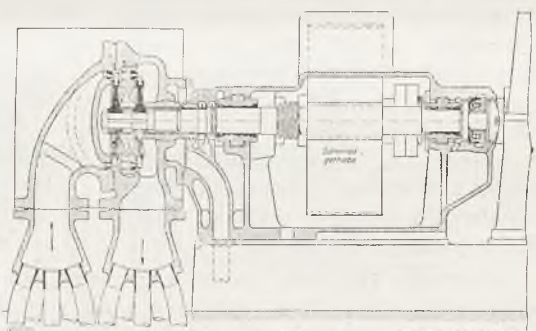
Turbina ta w widoku przedstawiona jest na rys. 10. Rys. 11 przedstawia turbinę po zdjęciu z niej pokrywy.

Bardzo ciekawa jest konstrukcja tej pierwszej turbiny, zbudowanej na tak wysokie ciśnienie. Składa się ona z dwuch kadłubów, rozmieszczonych równolegle. W każdym kadłubie są tylko dwa wirniki akcyjne o średnicy 375 *mm* każdy. Turbina posiada więc dwa wały. Ponieważ turbina wykonuje 8000 *obr/min*, zaś sprzężony z nią generator



Rys. 11

obraca się z szybkością 1500 *obr/min*, przenoszenie ruchu odbywa się zapomocą zębatej przekładni śrubowej. Koło zębate generatora umieszczone jest pośrodku między kołami zębatemi, osadzonemi na obu wałach turbiny. Małe koła zębate umieszczone są na pustych tulejach, przez które stale przepływa woda chłodząca.



Rys. 12

Oryginalnością budowy tej turbiny jest, że wirniki osadzone są na końcu wału, skutkiem czego turbina nie posiada dławnic po stronie wysokoprężnej (rys. 12[1]). Turbina ta wytrzymała pomyślnie nawet temperaturę 570° C.

Pozatem Centrala w Langerbrugge posiada jedną turbinę jednokadłubową *BBC*, o mocy 6 600 *kW*, na 50 *at* i 440° C., pracującą z przeciwprężnością 21 *at*. Turbina ta uwidoczniona jest na rys. 13[2]).

Ostatnią wreszcie grupę turbin przedstawiają trzy jednostki kondensacyjne 3-kadłubowe o mocy 25.000 *kW* każda, zbudowane również przez fabrykę Brown Boveri i pracujące parą o ciśnieniu 50 *at* i temperaturze

[1]) *BBC* — Mitteilungen, 1930.

[1]) *ZVDI*, 1926

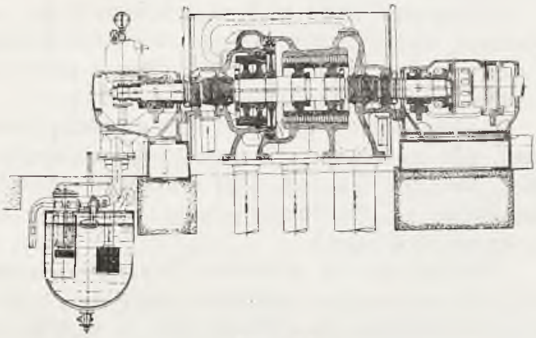
[2]) Die Wärme, 1930.

440° C. Turbiny te mają międzystopniowe pobieranie pary dla podgrzewania wody zasilającej. Dla lepszego wyzyskania ciepła podgrzewanie wody odbywa się w trzech stopniach, ogrzewanych w następujący sposób:

1) parą, zbieraną z dławnic turbin wysokoprężnych oraz turbopomp.

2) parą, pobieraną z części niskoprężnej zwykłej turbiny.

3) parą wylotową z przeciwprężnych turbin wysokiego ciśnienia.



Rys. 13

W związku z budową kotła Bensona ustawia się obecnie, jak już wspominałem, jeszcze jedną turbinę o mocy 25000 *kW*, budowy Brown Boveri.

Schemat rys. 14 przedstawia całość pracy funkcjonującej obecnie instalacji. Schemat ten nie wymaga już obecnie specjalnych wyjaśnień.

Jak widzimy, centrala w Langerbrugge po uruchomieniu najnowszej instalacji będzie posiadać kotły, wytwarzające parę o 3 różnych ciśnieniach: 224 *at*, 56 *at* i 20 *at*. Silniki zaś, poza pomocniczą właściwie 200-atmosferową turbiną, pracują na 50 *at*, częściowo do kondensacji, częściowo zaś jako czołowe, oddające następnie parę do 18-atmosferowych starych turbin.

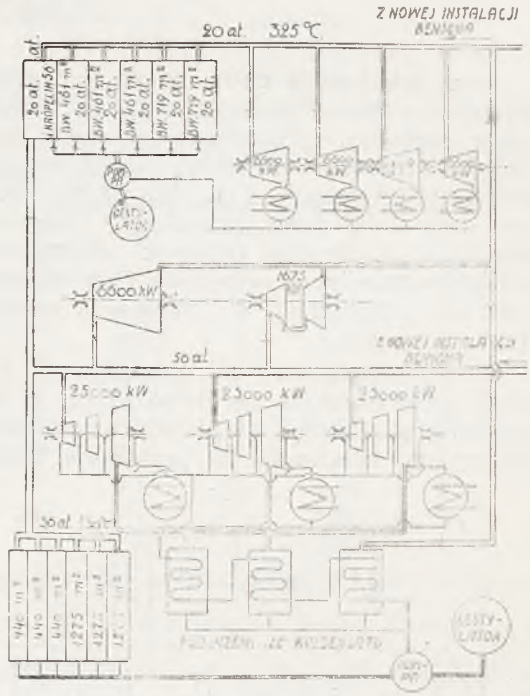
Maksymalna moc pracującej obecnie instalacji wynosi dla kotłów 54000 *kW*, zaś dla turbin — 84000 *kW*.

Centrala w Langerbrugge posiada własną instalację suchej destylacji węgla, pracującą systemem włocha Salerni.

Dział ten składa się z kilku pieców, które mogą przerobić około 125 ton surowego węgla na dobę.

Z 1 tony węgla otrzymuje się tam podobno 700 *kg* koksu, 1000 m^3 gazu oraz 90 *litr.* smoły, nie licząc lekkich olejów.

Dla spalania otrzymywanych z destylacji koksu i gazu był dostosowany jeden z kotłów niskoprężnych. Ponadto kilka kotłów posiada palniki dla spalania mazutu.



Rys. 14

Wyniki destylacji pod względem termicznym były podobno dobre, gdyż sam koks daje taki sam efekt w palenisku, jaki mógłby wytworzyć surowy węgiel, z którego ten koks został wyprodukowany. Pomimo więc wysokich kosztów destylacji przerób ten opłaca się, a nawet pozostałe produkty, jak smoła i lekkie oleje mogą dawać czysty zysk.

Trudność jednak polega na tem, że otrzymywany koks nie jest dostatecznie spoisty i łatwo rozsypuje się na ruszcie, utrudniając prowadzenie ognia i dając duże straty popielnikowe.

Dlatego zaniechano spalania koksu na ruszcie i postanowiono przerabiać koks na pył, aby go zużytkować w palenisku Bensona.

Mam wrażenie, że jest to jedna z przyczyn, która skłoniła kierownictwo Centrali do ustawienia Bensona, opalanego pyłem koksowym.

(d. c. n.)

Inż. T. JAKOWICKI

W SPRAWIE POMIARÓW PARY ZAPOMOCĄ PAROMIERZY

Przy pomiarach za pomocą paromierza ilości pary w przepływie przez dyszę, wbudowaną w rurociąg,—stosowane są wzory oparte na zasadniczem równaniu wypływu gazu B. de Saint-Vénant'a i L. Wantzel'a, które uczeni ci w 1839 roku przedłożyli Paryskiej Akademji w dziele pod tytułem: „Mémoire et expériences sur l'ecoulement de l'air déterminé par des différences de pressions considérables".

W zastosowaniu do przepływu pary wodnej w warunkach rzeczywistych, a więc uwzględniając tarcie, lepkość i ekspansję adjabatyczną, równanie to przyjmuje kształt:

$$C_0 = \frac{\xi}{\sqrt{1 - \mu^2 . m^2 . \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k}}} \cdot \sqrt{\frac{2\,g . P_1}{\gamma_1} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}\right]}$$

w którem oznacza:

C_0 — (m/sec) — chyżość pary w najwęższym przekroju dyszy,

ξ i μ — spółczynniki, określające rożne wpływy (na szybkość przepływu) ukształtowania i stopnia gładkości rurociągu, sposobu zabudowania dyszy oraz miejsca i sposobu mierzenia ciśnień, tarcia, rozkładu szybkości i t. d.

wyrażenie

$m = \frac{F_0}{F_1}$ stosunek przekrojów dyszy w najwęższem miejscu i rurociągu.

P_1 — ciśnienie abs. przed dyszą

P_2 — „ „ za „

$K = \frac{C_p}{C_v} = 1{,}3$ dla pary przegrzanej, $1{,}035 + 0{,}1\,x$ dla pary wilgotnej.

$g = 9{,}81\ m/sec^2$ przyśpieszenie ziemskie.

γ_1 — kg/m^3 ciężar gatunkowy pary przed dyszą.

Człon

$$\alpha = \frac{\xi}{\sqrt{1 - \mu^2 . m^2 . \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k}}}$$

w równaniu powyższem nazywamy spółczynnikiem przepływu.

Wartość tego spółczynnika ustalona być musi doświadczalnie, gdyż rachunkowe określenie jego wartości z konieczną dla pomiarów dokładnością jest niemożliwe.

Potrzebne więc jest zasadniczo t. zw. cechowanie dysz, czyli kondensowanie i ważenie całej pary, zmierzonej zapomocą paromierza przy przepływie przez daną dyszę.

Cechowanie dysz jest czynnością kosztowną, nie zawsze więc może być przeprowadzone. Na szczęście nie jest ono konieczne dla dysz, które są zbudowane podobnie do dysz już wycechowanych.

Posługując się prawem Reynold'a, otrzymane dla pewnego medjum wartości α mogą być przeniesione na inne medja, o innym ciężarze gatunkowym i innej lepkości, oraz na inne dysze lub kryzy tego samego typu. Ta możność przeniesienia jest ograniczona jedynie warunkiem, by obok zupełnego geometrycznego podobieństwa dysz zachowane było podobieństwo geometryczne przepływu strumieni mierzonego medjum, to znaczy, że pomiędzy obydwoma układami zachodzić musi zupełne podobieństwo geometryczne.

Prawo Reynold'a określa się wzorem

$$R = \frac{\gamma_1 . L_1\, c_1}{g . \eta_1} = \frac{\gamma . L . c}{g . \eta} = \frac{L . c}{\nu}$$

gdzie:

$L\,(m)$ — charakterystyczne wymiary porównywanych przyrządów (np. średnica rurociągu D, wówczas $R_D = \frac{D . c}{\nu}$)

$c\,(m/s)$ — chyżości,

$\gamma\,(kg/m^3)$ — ciężary gatunkowe badanych medjów

$\eta\left(\frac{kg.s}{m^2}\right)$ lepkość dynamiczna (spółczynnik tarcia wewnętrznego medjum)

Wartość η dla pary wodnej waha się od $1{,}5 . 10^{-6}$ do $3{,}5 \cdot 10^{-6}$

$\nu = \frac{\eta \cdot g}{\gamma} \cdot [m^2/sec]$ — lepkość kinematyczna.

wreszcie R — liczba Reynold'a która charakteryzuje stan przepływu.

Mała liczba Reynold'a oznacza przewagę sił lepkości, zaś duża — przewagę sił bezwładności.

Przy dużych liczbach Reynold'a wpływ lepkości medjum znika zupełnie, a więc spółczynnik przepływu (α) staje się niezależnym od chyżości, lepkości i ciężaru gatunkowego medjum.

Dla dysz typu *V. D. I.* 1930 w zależności od $m = \frac{F_0}{F}$ — graniczna wartość R_D wynosi:

m	R_D
0,1	63000
0,2	85000
0,3	130000
0,4	180000
0,5	280000

Powyżej tych wartości R spółczynnik α jest prawie stały.

Stosowalność prawa podobieństwa Reynold'a przy ścisłem zachowaniu podobieństwa geometrycznego została stwierdzona niezbicie w drodze doświadczeń z dyszami i kryzami spiętrzającemi.

Do warunków podobieństwa geometrycznego zalicza się również podobieństwo sposobu wbudowania dyszy, umieszczenia otworów do pomiaru ciśnienia, połączenia przewodów do paromierza, wreszcie rodzaj obróbki (stopień gładkości) rur i dysz.

Pomimo zastrzeżeń powyższych istnieje jeszcze jeden warunek, któremu zadość czynić musi medjum mierzone (woda, para, gaz, powietrze) w chwili przepływu przez dyszę, a mianowicie: medjum musi być w czystym stanie jednofazowym, t. zn. ciecz bez szlamu i poniżej punktu wrzenia, para — w stanie nieco wyżej punktu nasycenia (czyli zlekka chociażby przegrzana).

Obok wzoru teoretycznego przepływu de Saint-Vénant'a i Wantzel'a, stosowane są inne wzory, osiągnięte drogą uproszczeń i przekształceń, mniej złożone, łatwiejsze do stosowania.

Najbardziej używane obecnie dla pary wodnej są wzory *V. D. I.*:

$$G = 0.04436 \cdot \alpha \cdot \varepsilon \cdot d^2 \cdot \sqrt{H \cdot \gamma_1}$$

wzór *B B C* (Höhn'a)

$$G = 3600 \cdot \varphi \cdot F_0 \cdot \sqrt{2g \frac{\Delta p}{v_1}} \cdot \sqrt{1 - \frac{3}{2k} \cdot \frac{\Delta p}{P_1}} \quad ^{1)}$$

i wzór empiryczny Bendemann'a

$$G = 161 \cdot F_0 \cdot \sqrt{\left(0{,}91 - \frac{\Delta p}{P_1}\right) \cdot \frac{\Delta p}{v_1}}$$

We wzorze *V. D. I.* [1]) oznacza:

G — (kg/h) — ilość przepływającej przez dyszę pary na godzinę.

α — spółczynnik przepływu, którego wartość w zależności od $m = \frac{Fo}{F}$ wynosi dla dysz

m	α
0,10	0,989
0,15	0,993
0,20	0,999
0,25	1,006
0,30	1,016
0,35	1,029
0,40	1,045
0,45	1,066
0,50	1,096

ε — poprawka na ekspansję zależna od $m = \frac{Fo}{F}$ i od ciśnienia przed dyszą i wysokości wskazań paromierza. Wartość tej poprawki dla dysz *V. D. I.* 1930 waha się w granicach od 0,9 do 1, (tem bliższa jest 1, im wyższe wartości mają P_1 i H_1 i im mniejszą wartość ma m).

d — (mm) — średnica najmniejszego przekroju dyszy.

H — (mm. słupa rtęci)—wskazania paromierza.

γ_1 — (kg/m^3) ciężar właściwy pary przed dyszą.

We wzorze *B B C* (Höhna) oznacza:

φ — spółczynnik, wartość którego waha się w granicach od 0,95 do 0,97 [2]).

$F = \frac{\pi d^2}{4}$ — (m^2) — najmniejszy przekrój dyszy.

Δp (kg/m^2) — wskazania paromierza.

$v_1 = \frac{1}{\gamma_1}$ (m^3/kg) — objętość właściwa pary.

$K = \frac{C_p}{C_v}$

P_1 — kg/m^2 ciśnienie pary przed dyszą.

We wzorze Bendemanna oznacza:

$F = \frac{\pi d^2}{4}$ (cm^2) najmniejszy przekrój dyszy

pozostałe oznaczenia jak we wzorze *B B C*.

Celem łatwiejszego porównania wzorów powyższych wyrażamy Δp przez H, a średnice

---

[1]) Wzór *B B C* otrzymuje się z równania:

$$G = 3600 \cdot \varphi \cdot F_0 \cdot \sqrt{\frac{P_1}{v_1}} \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{2/k} - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k+1}{k}}\right]}$$

przez rozwinięcie go w szereg i opuszczenie dalszych członów.

[1]) Spółczynnik liczebny podany dla temperatury rtęci i wody w paromierzu 20° C.

[2]) Przy cechowaniu dysz 120/253 *mm*, przy $p =$ *ata*, $t = 320$ °C, dokonanem przez Stow. Doz. Kotłów w Warszawie w marcu 1929 r. w zakładach *B B C* w Baden, otrzymano: $\varphi = 0{,}972$ (por. *T.C.*, 1929 str. 121).

d wyrażamy w cm^2. Po przekształceniach mamy:

Wzór *V. D. I.*

$$G = 4{,}436 \cdot d^2 \cdot \sqrt{H \cdot \gamma_1} \cdot \alpha \cdot \varepsilon$$

B B C

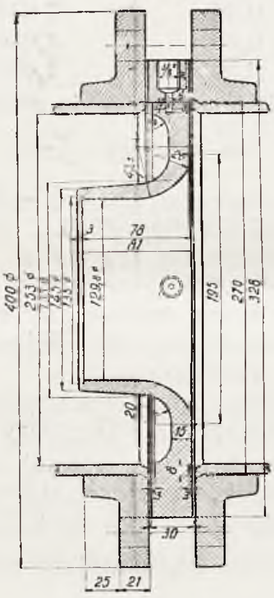
$$G = 4{,}4425 \cdot d^2 \cdot \sqrt{H \cdot \gamma_1} \cdot \varphi \cdot \sqrt{1 \quad 0.001454 \frac{H}{P_1}}$$

Bendenmann'a

$$G = 4{,}4867 \cdot d^2 \cdot \sqrt{H \cdot \gamma_1} \cdot \sqrt{0.91 - 0.00126 \frac{H}{P_1}}$$

Widzimy, że konstrukcja tych wzorów jest identyczna, różnią się one tylko nieznacznie wartością spółczynników liczbowych.

Ażeby ocenić w jakiem stopniu różnią się wzajemnie wyniki przeliczeń ilości pary, zmierzonej w przepływie przez dyszę zapomocą paromierza, przy stosowaniu 3 ch wzorów powyższych (*V. D. I.*, *BBC* (Höhna) i Bendemanna) przeliczenia te dokonano w związku z konkretnym wypadkiem pomiaru ilości pary, pobieranej do celów fabrykacyjnych z 2-osłonowej turbiny *BBC* o mocy 6200 *kW*, zbudowanej dla pary dolotowej o ciśnieniu 18,5 *atn* i temperaturze 350° C.



Rys. 1

Liczba obrotów 3000 *obr/min*. Z turbiną sprzężony jest generator 3 fazowy o mocy 7750 *kVA*, 3150 *V*, 1420 *A*, $\cos \varphi = 0.8$.

Pierwotnie turbina została zbudowana dla odbioru 10000 *kg* pary na godzinę. Ponieważ jednak w rzeczywistości potrzeby fabrykacyjne wymagały większej ilości pary niskoprężnej, zaczęto pobierać z przelotni do 13000 *kg/h*, przy czem turbina nie mogła rozwinąć pełnej mocy, gdyż liczba obrotów zmniejszała się.

Ażeby zwiększyć przełyk części wysokoprężnej turbiny, firma BBC zastosowała następujące przeróbki:

1) zwiększyła nieznacznie, kosztem szczeliny, długość łopatek na obydwu stopniach koła Curtisa,

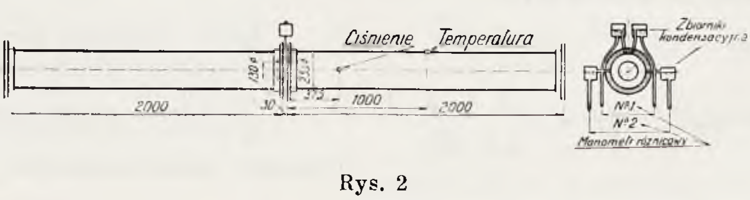
2) zmieniła ukształtowanie tych łopatek,

3) usunęła całkowicie 6 pierwszych wieńców reakcyjnych i

4) zwiększyła kosztem grubości ścianek przekroje dysz.

Dzięki tym przeróbkom część wysokoprężna jest obecnie w stanie przepuścić znacznie większą ilość pary i przy odbiorze z przelotni 13000 *kg/h* turbina daje pełną moc i nawet mogłaby być przeciążona.

Pomiaru pary dokonano dwukrotnie — przed i po przeróbce turbiny. W przewód do pobierania pary z turbiny została wbudowana specjalna ciągniona rura pomiarowa długości 4 *m* i średnicy 253 *mm* (rys. 1). W środku tej rury pomiędzy 2-ma kołnierzami została umieszczona normalna dysza typu V. D. I. 1930 r. o prześwicie 129,8 *mm* (rys. 2). Spadek ciśnienia był mierzony zapomocą 2 różnicowych manometrów rtęciowych typu Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie. Ciśnienie pary było mierzone manometrem kontrolnym, umieszczonym w odległości 375 *mm* przed dyszą, zaś temperatura pary — termometrem cechowanym, umieszczonym w tulejce w rurze pomiarowej w odległości 1000 *mm* przed dyszą.



Rys. 2

Odczytów dokonywano co 5 minut w ciągu 1 godziny przy danem obciążeniu turbiny.

Wyniki pomiarów, oraz przeliczeń podane są w następującem zestawieniu:

ZESTAWIENIE 1.

Pomiar	Oznaczenie	Przed przebudową turbiny	Po przebudowie turbiny	
			I	II
Czas trwania pomiaru	*h*	1	1	1
Obciążenie turbiny	*kWh*	5820	6000	6200
Ciśnienie pary dolot. przed zaw. dław.	*atn*	18,5	19,2	19,2
Temperatura pary dolot. za zaw. dław.	^0C	354	368	368
Średnie ciśnienie pary przed dyszą .	*atn*	1,57	1,70	1,70
Średnia temperatura pary za dyszą .	^0C	156,1	185,8	184,9
Stopień przegrzania pary	^0C	28,3	56,5	55,8
Ilość pary pobranej z turbiny:				
podług wzoru a) *V.D.I.*	*kg/h*	12837	11882	11677
b) *BBC* (Höhn)	*kg/h*	12278	11418	11244
c) Bendemanna . . .	*kg/h*	12375	11501	11316
W stosunku do wzoru *V. D. I.*:				
wzór *BBC* daje	%	— 4,35	— 3,90	— 3,71
„ Bendemanna	%	— 3,60	— 3,20	— 3,09
W stos. do *BBC* wzór Bendemanna .	%	+ 0,78	+ 0,72	+ 0,46

ZESTAWIENIE 2.

Dysza *VDI* 1930
$d = 129{,}8$ *mm.* $D = 253$ *mm.* $H = 260$ *mm./kg.*, $m = 0{,}264$, $\alpha = 1{,}008$, $\varphi = 0\,97$

p_1 ata	E	α_{VDI}	α_{BBC}	α_{Bend}	$\frac{\alpha_{VDI} - \alpha_{BBC}}{\alpha_{VDI}} \cdot 100$	$\frac{\alpha_{VDI} - \alpha_{Bend}}{\alpha_{VDI}} \cdot 100$	$\frac{\alpha_{BBC} - \alpha_{Bend}}{\alpha_{BBC}} \cdot 100$
2	0,894	3,997	3,878	3,877	3,00%	2,98%	0,00%
4	0,947	4,236	4,102	4,083	3,61%	3,16%	0,46%
6	0,966	4,321	4,167	4,150	3,96%	3,57%	0,41%
8	0,975	4,361	4,204	4,182	4,14%	3,60%	0,52%
10	0,978	4,374	4,228	4,202	3,93%	3,33%	0,51%
15	0.986	4,409	4,254	4,226	4,15%	3,51%	0,66%
20	0,989	4,422	4,268	4.240	4,11%	3,50%	0,66%
30	0,992	4,436	4,280	4 254	4,10%	3,51%	0,61%

Dysza *VDI* 1930
$d = 129{,}8$ *mm.* $D = 253$ *mm.* $H = 100$ *mm*, $m = 0{,}264$, $\alpha = 1{,}008$, $\varphi = 0{,}97$

p_1 ata	E	α_{VDI}	α_{BBC}	α_{Bend}	$\frac{\alpha_{VDI} - \alpha_{BBC}}{\alpha_{VDI}} \cdot 100$	$\frac{\alpha_{VDI} - \alpha_{Bend}}{\alpha_{VDI}} \cdot 100$	$\frac{\alpha_{BBC} - \alpha_{Bend}}{\alpha_{BBC}} \cdot 100$
2	0,958	4,276	4,278	4,128	0,00%	3,40%	3,50%
4	0 980	4,383	4,363	4,204	0,44%	4,10%	3,64%
6	0,987	4,414	4,389	4,221	0,57%	3,44%	3,83%
8	0,990	4,427	4,403	4,244	0,54%	4,14%	3,61%
10	0,994	4,447	4,411	2,249	0,77%	4,40%	3,67%
15	0,996	4,454	4,420	4,262	0,77%	4,33%	3,57%
20	0,997	4,458	4,425	4,267	0,76%	4,32%	3,57%
30	0,998	4,463	4,434	4,271	0,65%	4,33%	3,67%

T A B E

Pomiar ilości pary zapomocą paromierza.

Czas	H	Przed dyszą		Przegrzanie pary °C	V_1 m^3/kg	γ_1 kg/m^3	Δp kg/m^2	ε	Q_{VDI} kg/h	Q_{BBC} kg/h
		p_1 *ata*	t^0 C							
Badanie I (przed przeróbką turbiny). Obciążenie turbiny — 5820 *kWh*.										
14^{35}	239	2.57	156	28 3	0.7706	1.2977	3011.4	0.927	12336	11806
^{40}	249	2.57	157	29.3	0.7724	1.2947	3137.4	0.925	12547	11997
^{45}	264	2.52	157	29.9	0.7884	1 2689	3326.4	0.916	12667	12148
^{50}	254	2.57	157	29.3	0.7724	1.2947	3200.4	0.923	12652	12108
^{55}	262	2.57	158	30.3	0.7746	1.2910	3301.2	0.919	12771	12277
15^{00}	268	2.57	158	30.3	0.7746	1.2910	3376.8	0.915	12861	12355
^{05}	260	2.57	155	27.3	0.7687	1,3009	3276.0	0.920	12785	12255
^{10}	268	2.52	155	27.9	0.7842	1.3083	3376.8	0.914	12937	12253
^{15}	250	2.57	155	27.3	0.7687	1.3009	3150.0	0.923	12582	12048
^{20}	288	2.57	155	27.3	0.7687	1.3009	3628.8	0.912	13342	12644
^{25}	252	2.62	155	27.0	0.7537	1.3268	3175.2	0.923	12757	12234
^{30}	273	2.62	156	28.0	0.7556	1.3234	3439.8	0.916	13301	12620
15^{35}	290	2 57	156	28.3	0.7706	1.2977	3654.0	0.910	13341	12776
									12837	12278
Badanie II (po przeróbce turbiny). Obciążenie turbiny — 6000 *kWh*.										
15^{50}	235	2,7	185.4	56.1	0.7871	1.2705	2961.0	0.928	12118	11644
^{55}	249	2.7	185.6	56.3	0.7875	1,2699	3137.4	0.923	12401	11931
16^{00}	243	2.7	185.8	56.5	0.7878	1,2693	3061.8	0.925	12275	11806
^{05}	249	2.7	185.9	56.6	0 7880	1.2690	3137.4	0.923	12401	11930
^{10}	244	2.7	185.5	56.2	0.7873	1.2702	3074.4	0.923	12276	11835
^{15}	236	2.7	186.4	57.1	0 7889	1.2675	2973 6	0.927	12098	11652
^{20}	225	2.7	185.9	56.6	0.7880	1.2690	2835.0	0.932	11903	11394
^{25}	234	2.7	185.4	56.1	0.7871	1.2705	2948,4	0,928	12083	11625
^{30}	236	2.7	185.3	56,0	0.7869	1.2707	2973.6	0.927	12127	11667
^{35}	221	2.7	185.8	56.5	0.7878	1 2693	2784.6	0.933	11810	11335
^{40}	191	2.7	186,0	56,7	0.7875	1.2700	2406.6	0.943	11102	10638
^{45}	191	2.7	186.1	56.8	0.7877	1.2694	2406.6	0,943	11094	10649
16^{50}	179	2.7	186.1	56 8	0.7877	1.2694	2255.4	0.946	10775	10345
									11882	11418
Badanie II (po przeróbce turbiny). Obciążenie turbiny — 6200 *kWh*.										
16^{50}	179	2.7	186.1	56.8	0.7877	1,2694	2255.4	0.946	10773	10345
^{55}	192	2.7	185.6	56.3	0,7875	1,2699	2419.2	0.943	11123	10661
17^{00}	198	2.7	184.9	55.6	0.7862	1.2745	2494.8	0.938	11256	10703
^{05}	206	2.7	184.4	55.1	0.7853	1.2734	2595.6	0.937	11464	11014
^{10}	263	2,65	183.9	55.2	0.7994	1.2509	3313.8	0.917	12570	12033
^{15}	231	2.7	183.5	54.2	0.7836	1.2762	2910.6	0,928	12021	11586
^{20}	233	2,65	183.2	54.5	0.8019	1.2471	2961.0	0.924	11954	11523
^{25}	238	2.7	183.3	54.0	0.7826	1.2778	2998.8	0.925	12191	11741
^{30}	209	2.7	183.8	54 5	0.7824	1.2764	2633.4	0 935	11538	11088
^{35}	226	2.7	185.6	56.5	0.7878	1.2693	2847.6	0.929	11886	11446
^{40}	217	2.7	186,2	56.9	0,7960	1.2563	2734 2	0.934	11633	11187
^{45}	218	2.7	186.2	56 9	0.7960	1.2563	2746.8	0.934	11681	11210
17^{50}	217	2.7	186.4	57.1	0,7889	1.2675	2734.2	0.934	11717	11239
									11677	11244

L A I.

Dysza *VDI* — 1930; $D = 253$ *mm*, $d = 129{,}8$ *mm*.

Q_{Bend} kg/h	$\frac{Q_{VDI} - Q_{BBC}}{Q_{VDI}} . 100$ %	$\frac{Q_{VDI} - Q_{Bend}}{Q_{VDI}} . 100$ %	$\frac{Q_{BBC} - Q_{Bend}}{Q_{BBC}} . 100$ %
11892	4.3	3.6	— 0.73
12086	4.4	3.7	— 0.74
12242	4.1	3.4	— 0.85
12188	4.3	3.7	— 0.65
12370	3.9	3.1	— 0.75
12447	3.9	3.2	— 0 74
12338	4.2	3,5	— 0.67
12349	5.3	4.5	— 0.78
12136	4.2	3.5	— 0.73
12870	5.2	3.5	— 1,68
12357	4.1	3.1	— 1.00
12721	5.1	4.4	— 0.79
12891	4.2	3 4	— 0.89
12375	4.4	3.6	— 0.80
11723	3.9	3.3	— 0.68
12015	3.9	3.1	— 0.70
11887	3.8	3.2	— 0.68
12009	3.8	3.2	— 0.88
11915	3.6	2.9	— 0.67
11731	3.7	3.0	— 0.67
11496	4.3	3.4	— 0.89
11701	3.8	3.2	— 0,65
11819	3.8	2.5	— 1.29
11430	4.0	3·2	— 0.83
11700	4 2	3.6	— 0.58
10698	4.0	3.6	— 0.46
10384	4.0	3.6	— 0.37
11501	3.9	3.2	— 0.72
10384	4.0	3.6	— 0.37
10725	4.2	3.6	— 0.60
10714	4.9	4.8	— 0.10
11082	3.9	3.3	— 0.61
12177	4.3	3.1	— 1.18
11665	3.6	3.0	— 0,68
11599	3.6	3.0	— 0 66
11821	3.7	2.2	— 0.68
11165	3.9	3.2	— 0.69
11520	3.7	3.1	— 0.64
11259	3.8	3.2	— 0.64
11283	4.0	3.4	— 0.65
11314	4.1	3.4	— 0.66
11316	3.7	3.1	— 0.64

U W A G I

Wzór *VDI*

$Q = 0.0446.\ \alpha,\ \varepsilon.\ d^2.\ \sqrt{H \gamma_1}$

$m = \left(\frac{d}{D}\right)^2 = 0{,}264;\ \alpha = 1.008.$

d — w *mm*.

Wzór *BBC*.

$Q = 3600.\ \varphi.\ F_0.\sqrt{2g.\frac{\Delta p}{v_1}}\ .\ \sqrt{1 - \frac{3}{2k}.\frac{\Delta p}{10^4 p_1}}$

d — w *m*.; $F_0 = \frac{\pi d^2}{4}$ w m^2

$\varphi = 0.96$

$g = 9.81\ (m/s^2)$

$k = 1{,}3$

Wzór *Bendemann'a*

$Q = 161.\ F_0 \sqrt{\left(0.91 - \frac{\Delta p}{p_1}\right)\frac{\Delta p}{v_1}}$

d = w *cm*.; $F_0 = \frac{\pi d^2}{4}\ (cm^2)$

Turbina *BBC* 2-osłonowa 6200 *kW*

$p = 18{,}5$ *atn.* $t = 350^0C$ z pośredniem pobieraniem pary

Generator 3-fazowy 7750 *kVA* 3150 *V*, 1420 *A*, $\cos\varphi = 0{,}8$, $n = 3000$.

Jak widzimy z tablicy I, wzory BBC i Bendemann'a przy nieznacznych wahaniach ciśnienia pary przed dyszą (2,52 — 2,70 *ata*) i przy wahaniach wskazań paromierza od 179 do 290 *mm* słupa rtęci dają wyniki zbliżone.

Natomiast obydwa te wzory dają wartości niższe od wzoru VDI o 3—4%.

Ażeby sprawdzić w jakim stopniu różnią się wyniki przeliczeń podług tych 3-ch wzorów w zależności od zmiany ciśnienia przed dyszą, — dokonano przeliczeń dla tej samej dyszy:

1) przy $H = 260$ *mm*
2) przy $H = 100$ *mm*.

Trzy wzory powyższe można przedstawić w postaci następującej:

Wzór *VDI*: $$G = \alpha_{VDI}\, d^2 \sqrt{H \gamma_1}$$

Wzór *BBC*: $$G = \alpha_{BBC}\, d^2 \sqrt{H \gamma_1}$$

Wzór Bendemann'a: $$G = \alpha_{Bend}\, d^2 \sqrt{H \gamma_1}$$

Różnią się te wzory wartością odnośnych α, to też w przeliczeniach ograniczamy się tylko do wyjaśnienia różnicy wartości α[1]).

Widzimy, że przy niższych wskazaniach paromierza ($H = 100$ *mm*) zbliżają się wartości α we wzorach *VDI* i *BBC*, natomiast odbiegają znacznie wartości α we wzorze Bendemann'a[2]).

---

1) Por. zestawienie 2 str. 89.

2) Por. tabela I, str. 90 i 91.

Inż. T. SZENIC.

W SPRAWIE SPAWANIA NADERWAŃ NA WYOBLONYCH CZĘŚCIACH KOTŁÓW PAROWYCH ZAPOMOCĄ PRĄDU ELEKTRYCZNEGO

W jednej z większych fabryk łódzkich pracuje pod ciśnieniem 10 *atn* kocioł dwupłomieniowy o powierzchni ogrzewalnej 95 m^2 zbudowany w 1898 r, przez jedną z krajowych fabryk kotłowych.

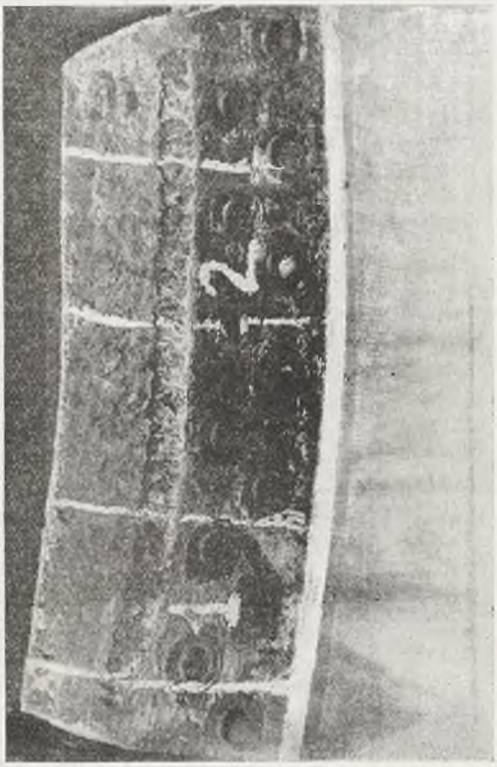
W kotle tym w 1920 r. stwierdzono naderwania na wyobleniach przedniej dennicy, które do 1923 r. już się na tyle rozwinęły, że dalszą pracę kotła w tym stanie uznano za niebezpieczną i zalecono założyć nową przednią dennicę.

Fabryka, będąca w trakcie wykonywania pilnych obstalunków wojskowych i rozbudowywająca jednocześnie swoją kotłownię, nie była w stanie ze względów ruchu zatrzymać kocioł na dłuższy okres remontu zwróciła się więc do Stow. Dozoru Kotłów z prośbą o dopuszczenie spawania elektrycznego naderwanych miejsc na wyobleniach dennicy.

Wchodząc w położenie fabryki zgodzono się na tę propozycję, zastrzegając jednak dalszą pracę kotła przy skróconych terminach rewizji i pod wzmocnionym dozorem.

Spawania dokonał specjalnie wezwany przez fabrykę spawacz z Hamburga który wykonał robotę z przekuwaniem każdej nałożonej warstwy spawu.

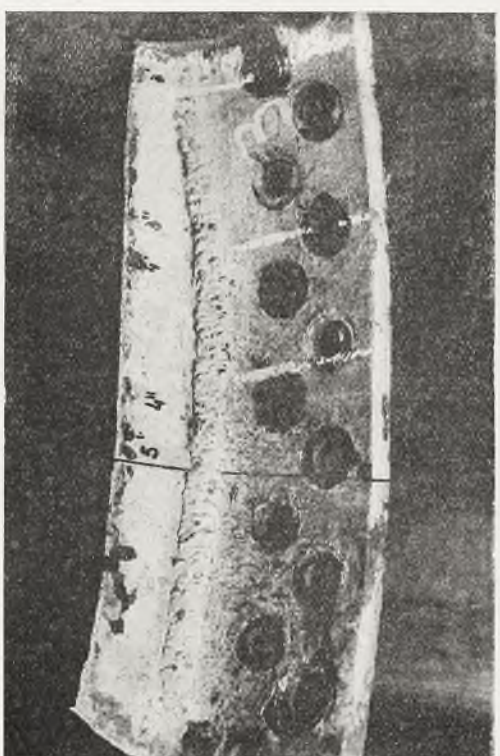
Już po roku pracy, przy rewizji, stwierdzono włoskowate nadpęknięcia dennicy koło spawu i ponowiono żądanie zmiany dennicy.



Rys. 1



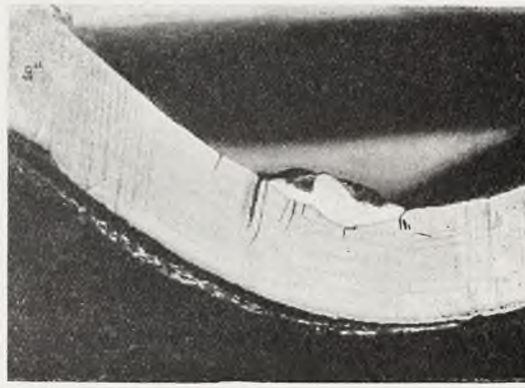
Rys. 2



Rys. 3

W międzyczasie fabryka ustawiła nowy wodnorurkowy kocioł i prosiła o sprolongowanie wyznaczonego remontu, motywując tem, że wskazanego kotła już nie potrzebuje dla ciągłej forsownej pracy, używać go będzie jedynie okresowo na czas czyszczenia wodnorurkowego kotła.

Znowu zgodzono się na propozycję fabryki, ustalając jednak krótkie terminy rewizji dla obserwowania rozwijających się uszkodzeń dennicy.



Rys. 4

W ten sposób kocioł rozpalany tylko okresowo bez większych zmian istniejących uszkodzeń przetrwał do 1930 roku.

Przy rewizji w 1930 r. stwierdzono powstanie nowych nadpęknięć dennicy w okolicy spawu, głównie od strony płomienic, jakoteż pogłębienie i rozwijanie się dawniej powstałych nadpęknięć i uzgodniono z fabryką ostateczny termin wstrzymania pracy kotła i za-



Rys. 5

łożenia nowej dennicy, którą fabryka w międzyczasie otrzymała.

W połowie 1930 r. niezadługo przed ustalonym ostatecznym terminem zmiany dennicy przed rozpaleniem kotła po napełnieniu go wodą administracja fabryki spostrzegła nieznaczne łzawienie na prawem wyobleniu dennicy, wobec czego poleciła wodę z kotła wypuścić i przedstawiła kocioł do rewizji, która wykazała pęknięcie na wylot na długości około 100 *mm*.

Wobec powyższego nie można było oczywiście kontynuować pracy kotła bez remontu,

założono więc nową dennicę, a z uszkodzonej dennicy wycięto części spawanych wyobleń, przygotowano z przekrojów szereg szlifów, które po wytrawieniu sfotografowano.



Rys. 6

Załączone rysunki przedstawiają:
Rys. 1 — lewe wyoblenie dennicy od środka kotła, rys. 2—spaw na tem wyobleniu



Rys. 7

w większej skali, rys. 3 — prawe wyoblenie dennicy od środka kotła, rys. 4, 5 i 6 — wy-



Rys. 8

trawione szlify z przekrojów prawego wyoblenia, rys. 7, 8, 9 i 10 — wytrawione szlify z przekrojów lewego wyoblenia.

Obserwując fotografje widzimy:

1) Spaw naogół nałożony był źle, albowiem naderwania które zdecydowano spawać nie były wycięte całkowicie, sam zaś spaw nałożony był zbyt grubo i zbyt centralnie, należało dla ułatwienia pracy dennicy dać spaw po całkowitem wycięciu naderwań, cieniej i szerzej.



Rys. 9

2) Materjał spawu jest naogół bardzo dobry.

3) Spaw bezwzględnie powstrzymał rozwój tych naderwań dla których był nałożony.



Rys. 10

4) Spaw usztywnił miejsca spawane, jednocześnie utwardniając materjał w pobliżu spawu, wobec czego powstały nowe naderwania koło spawu, z których jedno ostatecznie przebiło się na wylot.

5) Spaw maskuje uszkodzenia i utrudnia przy dalszych rewizjach trafną orjentację rozwijania się uszkodzenia.

Przechodząc do wniosków z opisanego uszkodzenia, które wykazują badania spawów

stwierdzić trzeba, że spaw pracuje zupełnie dobrze na ściskanie, gorzej na rozciąganie i najgorzej na gięcie. Pomimo to, gdyby w wyjątkowych wypadkach, gdy ruch fabryczny tego wymaga, można się zgodzić na spawanie elektryczne naderwań na wyoblonych częściach kotłów parowych to tylko w następujących wypadkach.

1) Spawania dokonywałby dobry i sumienny spawacz, do którego można mieć zupełne zaufanie.
2) Miejsca naderwane byłyby całkowicie wycięte.
3) Spaw winien być nałożony łagodnie nie grubo i na szerszej powierzchni,
4) Spawanie mogłoby dotyczyć jedynie naderwań w części wodnej kotłów.
5) Remont części wyoblonych zapomocą spawania elektrycznego winien być zawsze traktowany jedynie jako prowizoryczny ze ścisłym z góry określonym terminem kapitalnego remontu t. j. zmiany uszkodzonych części na nowe, którego to terminu nigdy nie należy wiązać z dalszym stanem spawu, gdyż jak widzimy tego rodzaju określenie może być często błędne.

KRONIKA TECHNICZNA

I. Zadania w dziedzinie budowy kotłów parowych.

(Praca badawcza i reforma wyższego szkolnictwa[1])

W ostatnich latach zauważyć można stały wzrost jednostek kotłowych, którego następstwa są różnego rodzaju i znaczenia. Bardzo ciekawem i wdzięcznem zadaniem jest zbadanie, co nam rozwój w dziedzinie techniki parowej dotychczas przyniósł i jakie zagadnienia otwiera na przyszłość. Stąd wyłonią się same przez się nasze zadania. Dalsze rozważania wskażą potrzebę rozwoju niektórych zasadniczych punktów odnośnie do budowy kotłów i w związku z tem, na konieczność połączenia chemji i budowy maszyn w nową pośrednią dziedzinę.

Przedewszystkiem należy zwrócić uwagę na pewien rozdźwięk między potrzebami praktyki, z obecnym stanem badań naukowych, wywołany gwałtownym rozwojem w dziedzinie budowy kotłów. Daje się on najdotkliwiej odczuwać w zakresie materjałów używanych do budowy kotłów i w zakresie wody zasilającej.

Konstruktorzy, przechodząc do kotłów o wielkiej wydajności i wysokiem ciśnieniu, żądają od metalurgów i chemików, danych co do zachowania się materjałów i wody zasilającej w nowych warunkach pracy. Prostej ekstrapolacji od warunków pracy w obszarze normalnego ciśnienia do wysokiego ciśnienia zabrania najelementarniejsza ostrożność.

Jeśli dziś, różnica między potrzebami praktyki, a stanem naukowych badań jest niezbyt wielka, to zawdzięczać to należy niektórym wielkim organizacjom, które zaczęły planowo opracowywać rozmaite zagadnienia, związane ze wzrostem kotłów parowych. W Niemczech zajęły się tą sprawą: Związek Inżynierów Niemieckich, Stowarzyszenie Właścicieli Wielkich Kotłów, Związek Stowarzyszeń Dozoru Kotłów, Związek Niemieckich Chemików i Związek Niemieckich Przemysłowców Metalowych.

Wyniki dotychczasowych badań wykazują, że praca byłaby jeszcze bardziej owocną, gdyby można było uniknąć szkodliwego rozdrobnienia i badania ująć w pewne ramy, obejmujące całokształt zagadnień. I tutaj domaga się współpraca i to współpraca na platformie międzynarodowej, o swoje prawa.

Badaniem wody zasilającej w Stanach Zjednoczonych A. P. zajął się specjalny komitet utworzony z końcem 1928 r. Do komitetu tego weszło sześć najpoważniejszych instytucji, m. in. American Water Works Association i American Society of Mechanical Engineers. Program pracy obejmuje następujące zagadnienia: wykrycie przyczyn plucia i pienienia kotłów, powstawanie i zapobieganie powstawaniu kamienia kotłowego, powstawanie i zapobieganie osadzaniu się kamienia w kondensatorach, rdzewienie i kruchość blach kotłowych, unormowanie sposobu badania wody zasilającej i t. p.

Dla urzeczywistnienia tego obszernego programu prac są potrzebne ogromne środki. Zainteresowane związki i firmy postanowiły przekazywać na ten cel corocznie, przez przeciąg pięciu lat, sumę wynoszącą około 500.000 złotych.

Zadania odnoszące się do wody zasilającej nie są wyłącznie natury chemicznej. Wchodzą one w zakres chemji, materjałoznawstwa i budowy maszyn. Odpowiednio do tego otrzymuje ta dziedzina podniety z trzech stron i działa też pobudzająco na trzy strony. Ten szczególny stosunek nadaje zagadnieniu wody zasilającej pewne specjalne znaczenie. Wzajemne oddziaływanie trzech różnych dziedzin techniki prowadzi do ustalenia następujących zadań podstawowych:

1) Dostosowanie typu kotła do wody zasilającej.
2) Dostosowanie materjałów do wody zasilającej. Wytworzenie materjałów, nie ulegających działaniu wysokiej temperatury i korozji.
3) Dostosowanie wody zasilającej do nowych warunków pracy. Ulepszenie oczyszczania wody.

Doświadczalne opracowanie każdego z powyższych zagadnień, nie powinno nigdy zatracić charakteru całokształtu, albowiem tylko wzgląd na łączność tych rozmaitych problemów zabezpieczy ciągły postęp.

[1]) R. Stumper V. D. I. Nr. 3. 1931 r.

Wyłączenie zagadnienia wody zasilającej z całości problemu, bedzie miało charakter czegoś dowolnego i sztucznego. Aby opanować ten częściowy problem, należy go traktować z ogólniejszego punktu widzenia, uwzględniając inne dziedziny a w szególności kwestję materjałów.

Świadomość wewnętrznej łączności zagadnienia wody zasilającej z budową maszyn, materjałoznawstwem i termodynamiką, prowadzi do drugiej części niniejszych rozważań, dotyczących naukowego kształcenia technika kotłowego.

Dziewiętnaste stulecie nazywa się słusznie wiekiem maszyny. Nie mniej trafnie określa się nasze stulecie jako wiek chemji. I rzeczywiście każdy sceptyk przyznać musi, że chemja święci ogólne tryumfy; nowoczesna fizyka teoretyczna i atomistyka czerpią najsilniejszą inicjatywę z chemji, podłożem dzisiejszego życia gospodarczego jest chemja, a nawet hutnictwo, które wyszło z techniki maszynowej, jest dziś pod znakiem wycofywania się z mechaniki i wkracza w chemję.

Nic też dziwnego, że w obliczu tego rozpowszechniania się chemji w nowoczesnem życiu, dają się słyszeć głosy, domagające się przekształcenia programów nauczania na wyższych uczelniach technicznych. Przywódcą tego ruchu w Niemczech jest R. Plank, zaś pierwsze kroki ku urzeczywistnieniu postawiła Politechnika w Karlsruhe, stwarzając nowe działy naukowe dla inżynierów fachowców w materjałach opałowych, ceramice, chłodnictwie i t. p., których wspólnem mianem jest inżynier-chemik.

Te nowe usiłowania opierają się na założeniu, że obecny system kształcenia inżynierów-mechaników uwzględnia za mało chemję i naodwrót, w kształceniu chemików nie uwydatnia się w należyty sposób technika maszynowa. Wobec wzrostu znaczenia przemysłu chemicznego, staje się dziedzina pośrednia między chemją a budową maszyn, coraz ważniejszą i wymaga odpowiedniego wykształcenia pracujących w niej inżynierów.

Do tego pośredniego zakresu między budową maszyn, a chemją należy też budowa kotłów.

Obawa przed tworzeniem nowych jednostronnych specjalności nie jest słuszna. Wykształcenie, opierające się na obydwóch głównych dziedzinach, nie może nigdy mieć węższego zakresu, niż w przypadku czystej chemji lub czystej budowy maszyn.

M. N.

Oczyszczanie spalin zapomocą elektrofiltrów [1]).

Elektrownia północnej dzielnicy Lipska, posiadająca 8 kotłów, każdy po 350 m^2 powierzchni ogrzewalnej, została ostatnio powiększona przez ustawienie dwu nowych kotłów po 1000 m^2 pow. ogrzew. Ponieważ elektrownia mieści się w gęsto zaludnionej dzielnicy miasta, zostały, w czopuchy nowych kotłów i w jeden wspólny czopuch 8 starych kotłów, prowadzący do wspólnego, 150 *m* wysokiego komina, wbudowane elektrostatyczne filtry, budowy zakładów Siemens-Schuckert. Filtry nowych kotłów są ustroju pionowego i są podzielone na dwie niezależne części, każda dla całkowitej ilości spalin z jednego kotła; trzeci filtr jest ustroju poziomego. Dla pionowych filtrów, gwarantowała firma dostarczająca odpopielenie w 90%, o ile będzie spalany węgiel brunatny, z którego powstaje około 53 m^3/s spalin, (odpowiada to maksymalnemu obciążeniu kotłów 52,5 t/h), o temperaturze 220° i zawartości ponad 3 g/m^3 lotnego popiołu. Przy mniejszej zawartości lotnego popiołu gwarantowano, że w spalinach za filtrem zawartość popiołu nie przekroczy 0,36 g/m^3. Dla 71 m^3/s i 38 m^3/s gwarantowano 80% i 96% odpopielenia.

Badania, przeprowadzone przez Saskie Stowarzyszenie Dozoru Kotłów Parowych, wykazały, że w jednej połowie pionowego filtra, przy 29,8 m^3/s spalin, o temperaturze 220°, została zmniejszona zawartość lotnego popiołu z 0,966 na 0,076 g/m^3, co odpowiada 92,6% odpopielenia. W drugiej połowie tego filtra przy 23,1 m^3/s została zmniejszona zawartość popiołu z 1,94 na 0,113 g/m^3, co odpowiada 94,1% odpopielenia. Średni stopień odpopielenia wynosi 93,35%, zatem pomimo mniejszej zawartości popiołu, jest znacznie większy, aniżeli był gwarantowany.

M. N.

[1]) V. D. I. № 5 1931 r.